

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra Částí a mechanismů strojů

Dvoustupňový drtič dřevního odpadu

Two-stage Wood Waste Crusher

Student:

Lukáš Buček

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Jiří Začal

Zadání bakalářské práce

Student: **Lukáš Buček**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Téma: **Dvoustupňový drtič dřevního odpadu**
Two-stage Wood Waste Crusher

Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

Navrhněte zařízení ke zpracování přebytku dřevního odpadu, za účelem jeho použití pro topení v kotlích na pelety. Uvažujte velikost dřevního odpadu do průměru 150 mm. Proces drcení bude dvoustupňový. Pohon bude realizován 3-fázovým asynchronním motorem. Dále vypracujte alternativní koncept návrhu, pro použití zařízení v místech bez připojení k elektrické síti.

- Navrhněte vlastní varianty řešení. Popište hlavní funkční prvky.
- Proveďte výpočty částí spoje dle platných norem a příslušné literatury.
- Nakreslete výkres sestavení a výrobní výkres dle pokynů vedoucího práce.

Seznam doporučené odborné literatury:

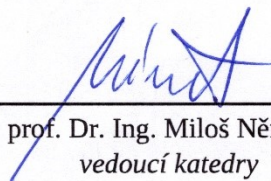
BOLEK, A., KOCHMAN, J. AKOL.: *Části strojů I*. Praha: SNTL, 1989. 776 s. ISBN 80-03-0046-7.
KALÁB, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře. Části spojovací*. Ostrava: VŠB-TUO Ostrava, 2007. 91 s. ISBN 978-80-248-1290-8.
MORAVEC, V., HAVLÍK, J.: *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. Ostrava: VŠB-TUO Ostrava, 2008. 72 s. ISBN 978-80-248-0878-9.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Jiří Začal**

Datum zadání: 21.12.2018

Datum odevzdání: 20.05.2019


prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry




prof. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne 20. května 2019



.....
Lukáš Buček

Prohlašuji, že:

- jsem si vědom, že na tuto moji závěrečnou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. Zákon o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (dále jen Autorský zákon), zejména § 35 (Užití díla v rámci občanských či náboženských obřadů nebo v rámci úředních akcí pořádaných orgány veřejné správy, v rámci školních představení a užití díla školního) a § 60 (Školní dílo),
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo užít tuto závěrečnou bakalářskou práci nekomerčně ke své vnitřní potřebě (§ 35 odst. 3 Autorského zákona),
- bude-li požadováno, jeden výtisk této bakalářské práce bude uložen u vedoucího práce,
- s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 Autorského zákona,
- užít toto své dílo, nebo poskytnout licenci k jejímu využití, mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše),
- beru na vědomí, že – podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů - že tato bakalářská práce bude před obhajobou zveřejněna na pracovišti vedoucího práce, a v elektronické podobě uložena a po obhajobě zveřejněna v Ústřední knihovně VŠB-TUO, a to bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 20. května 2019



.....
Lukáš Buček

Spálov 183

742 37, Spálov

Poděkování

Děkuji vedoucímu mé bakalářské práce panu Ing. Jiřímu Začalovi za cenné rady a připomínky při vypracovávání práce. Vám všem, kteří jste mě morálně nebo finančně podpořili během studia, rovněž děkuji.

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

BUČEK, L. *Dvoustupňový drtič dřevního odpadu: bakalářská práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2019, 59 s. Vedoucí práce: Začal, J.

Bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem zařízení určeného k drcení dřevní hmoty založeného na principu dvoustupňové desintegrace. V úvodu jsou poskytnuty základní informace o užívaných principech desintegrace a konvenčních zařízeních dostupných na trhu. Dále je vypracován koncept celého zařízení a následně vytvořen vlastní návrh nožového mechanismu ve dvou provedeních. Pro určení potřebného výkonu 1. stupně byl stanoven vlastní matematický postup, který je následně ověřen experimentálním měřením. V závěru práce je vytvořen konstrukční návrh pohonu celého zařízení. Součástí práce je také 3D model zařízení a výpočtové zprávy týkající se jednotlivých konstrukčních uzlů.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

BUČEK, L. *Two-stage Wood Waste Crusher: Bachelor Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2019, 59 p. Thesis head: Začal, J.

The bachelor thesis deals with the design of a wood crushing device based on the principle of two-stage disintegration. The introduction provides basic information about the principles of disintegration and about conventional devices available on the market. Furthermore, the concept of the whole device is elaborated and then an own design of the cutting mechanism is created in two versions. To determine the required power needed for the first stage, an own mathematical approach was established, which is verified by experimental measurement later on. At the end of the thesis, the drive of the complete device is designed. The enclosure contains 3D model of the device and calculations concerning individual construction units.

Obsah

Seznam použitého značení	9
Úvod	16
Cíle práce	17
1. Rešerše dané problematiky.....	18
1.1 Štěpkovače	18
1.1.1 Frézovací štěpkovače	19
1.1.2 Štěpkovače s protiběžnými hřídeli.....	20
1.1.3 Bubnové štěpkovače	20
1.1.4 Kolové štěpkovače	21
1.1.5 Šnekové štěpkovače.....	22
1.2 Drtiče	23
1.2.1 Válcové drtiče	23
1.2.2 Kladívkové drtiče.....	24
1.3 Vícestupňová desintegrace	25
2. Návrh vlastního řešení	26
2.1 Konstrukční návrh nožového ústrojí 1. stupně	27
2.1.1 Provedení typu A.....	29
2.1.2 Provedení typu B.....	29
2.1.3 Stanovení potřebného výkonu 1. stupně	31
2.1.4 Kinematický rozbor nožového ústrojí	34
2.1.5 Rozbor sil působících na hřídel	35
2.1.6 Konstrukční uspořádání	37
2.1.7 Experimentální měření řezné síly	39
2.2 Konstrukční návrh drtícího mechanismu 2. stupně	42
2.2.1 Stanovení potřebného výkonu 2. stupně	44
2.3 Návrh pohonu	46

2.3.1	Alternativní pohon	53
3.	Závěr	54
4.	Seznam použité literatury a zdrojů.....	56
5.	Seznam příloh	59

Seznam použitého značení

Značka	Jednotka	Význam
C_0	$[N]$	- základní statická únosnost
D_1	$[mm]$	- výpočtový průměr hnací řemenice
D_2	$[mm]$	- výpočtový průměr hnané řemenice
D_{min}	$[mm]$	- minimální doporučený výpočtový průměr řemenice
F_A	$[N]$	- axiální síla
F_R	$[N]$	- radiální síla
F_T	$[N]$	- tečná síla
F_V	$[N]$	- výsledná síla
F_c	$[N]$	- odstředivá síla na řemenu
F_p	$[N]$	- obvodová síla na řemenu
F_t	$[N]$	- předpětí řemenu bez zatížení
F_{tmax}	$[N]$	- maximální zatížení větve řemenu
H_w	$[mm]$	- odsazení vnější čáry řemenu
K_A	$[-]$	- součinitel dynamických sil
L_{10h}	$[hod]$	- základní trvanlivost ložiska
L_{10mh}	$[-]$	- modifikovaná trvanlivost ložiska dle SKF
L_d	$[mm]$	- výpočtová délka řemenu
L_e	$[mm]$	- vnější délka řemenu
L_i	$[mm]$	- vnitřní délka řemenu
M_{OF_A}	$[Nm]$	- ohybový moment od axiální síly
M_{OF_T}	$[Nm]$	- ohybový moment od tečné síly
P_1	$[kW]$	- potřebný výkon pro první stupeň

Ph_n	[mm]	- stoupání šroubovice ostří
P_M	[W]	- výkon motoru
P_{RB}	[kW]	- základní jmenovitý výkon
P_j	[W]	- jmenovitý výkon na drtícím zařízení
P_u	[N]	- mezní únavové zatížení
R_{B_X}	[N]	- výsledná reakce v pevné podpoře v axiálním směru
R_{B_X}	[N]	- reakce v axiálním směru v podpoře B
R_A	[N]	- výsledná reakce ve volné podpoře v radiálním směru
R_A	[N]	- výsledná reakce v radiálním směru v podpoře A
R_B	[N]	- výsledná reakce v pevné podpoře v radiálním směru
R_B	[N]	- výsledná reakce v radiálním směru v podpoře B
R_{m11600}	[MPa]	- mez pevnosti pro materiál 11 600
S_v	[cm ²]	- plocha průřezu drceného materiálu
T_1	[Nm]	- krouticí moment na hřídeli 1. stupně
V_{n_1}	[cm ³]	- teoretický objem zpracovaného materiálu za 1 otáčku
$W_{\check{r}}$	[J]	- práce potřebná pro přeseknutí větve:
W_m	[J]	- celková měrná řezná práce
a_1	[—]	- součinitel spolehlivosti
a_{SKF}	[—]	- součinitel teorie trvanlivosti ložiska
b_w	[mm]	- výpočtová šířka řemenu
c_1	[—]	- součinitel úhlu opásání
c_2	[—]	- součinitel provozního zatížení
c_3	[—]	- součinitel délky řemenu
c_4	[—]	- součinitel počtu řemenů
c_5	[—]	- součinitel počtu řemenic

c_{pr}	[—]	- výsledný provozní součinitel
d'_1	[mm]	- minimální průměr hřídele
d_m	[mm]	- střední průměr ložiska
d_n	[mm]	- průměr nože
f_0	[—]	- výpočtový součinitel
f_b	[Hz]	- frekvence ohybů řemenu
f_{max}	[Hz]	- maximální frekvence ohybů řemenu
i_{1c}	[—]	- celkový převodový poměr 1. stupně
$i_{řp1}$	[—]	- potřebný převodový poměr řemenového převodu 1. stupně
$i_{řp2}$	[—]	- potřebný převodový poměr řemenového převodu 2. stupně
i_p	[—]	- převodový poměr převodovky
k_1	[—]	- součinitel předpětí
$k_{d\sigma AA}$	[—]	- součinitel dynamické bezpečnosti v místě A-A
$k_{d\sigma BB}$	[—]	- součinitel dynamické bezpečnosti v místě B-B
$k_{d\sigma CC}$	[—]	- součinitel dynamické bezpečnosti v místě C-C
k_n	[—]	- počet nožů na hřídeli
k_r	[—]	- výpočtový součinitel
k_{sAA}	[—]	- součinitel statické bezpečnosti v místě A-A
k_{sBB}	[—]	- součinitel statické bezpečnosti v místě B-B
k_{sCC}	[—]	- součinitel statické bezpečnosti v místě C-C
$k_{s\tau AA}$	[—]	- součinitel statické bezpečnosti v místě A-A
$k_{s\tau BB}$	[—]	- součinitel statické bezpečnosti v místě B-B
$k_{s\tau CC}$	[—]	- součinitel statické bezpečnosti v místě C-C
k_{vAA}	[—]	- výsledná bezpečnost v místě A-A
k_{vBB}	[—]	- výsledná bezpečnost v místě B-B

k_{vCC}	[—]	- výsledná bezpečnost v místě C-C
l'	[mm]	- činná délka pera
n_1	[ot/min]	- otáčky nože
n_2	[ot/min]	- otáčky rotoru kladívkového drtiče:
n_M	[ot/min]	- jmenovité otáčky motoru
p_D	[MPa]	- dovolený tlak pro materiál hřídele 11 600
q_V	[m ³ /hod]	- objemová výkonnost
r_k	[m]	- poloměr otáčení kladívek
t_1	[mm]	- hloubka drážky v náboji
v_1	[mm ² /s]	- minimální viskozita oleje při provozní teplotě
v_k	[m/s]	- obvodová rychlost kladívek
v_{max}	[m/s]	- maximální rychlost řemenu
x_n	[mm]	- vzdálenost působíště na ostří nože
α_z	[—]	- součinitel nerovnoměrnosti zatížení:
$\alpha_{\sigma AA}$	[MPa]	- součinitel koncentrace napětí v místě A-A
$\alpha_{\sigma BB}$	[MPa]	- součinitel koncentrace napětí v místě B-B
$\alpha_{\sigma CC}$	[MPa]	- součinitel koncentrace napětí v místě C-C
$\beta_{\sigma AA}$	[—]	- vrubový součinitel v místě A-A
$\beta_{\sigma BB}$	[—]	- vrubový součinitel v místě B-B
$\beta_{\sigma CC}$	[—]	- vrubový součinitel v místě C-C
δ_{max}	[μm]	- maximální průhyb
ε_p	[—]	- součinitel jakosti povrchu
ε_{pAA}	[—]	- součinitel jakosti v místě A-A
ε_{pBB}	[—]	- součinitel jakosti v místě B-B
ε_{pCC}	[—]	- součinitel jakosti v místě C-C

η_{rp}	[—]	- účinnost řemenového převodu
η_c	[—]	- součinitel kontaminace
η_c	[—]	- pomocný poměr
η_p	[—]	- účinnost převodovky
η_t	[—]	- součinitel účinnosti převodu
ρ^x	[—]	- materiálová konstanta vyjadřující velikost zrna
$\sigma_{Co11600}$	[MPa]	- mez únavy v ohybu hladkého vzorku z materiálu 11 600
$\sigma_{Co11600AA}^*$	[MPa]	- mez únavy součásti v místě A-A
$\sigma_{Co11600BB}^*$	[MPa]	- mez únavy součásti v místě B-B
$\sigma_{Co11600CC}^*$	[MPa]	- mez únavy součásti v místě C-C
σ_{Omax}	[MPa]	- maximální napětí v ohybu
σ_{Tmax}	[MPa]	- maximální napětí v tahu
σ_{aoAA}	[MPa]	- amplituda napětí v ohybu v místě A-A
σ_{aoBB}	[MPa]	- amplituda napětí v ohybu v místě B-B
σ_{aoCC}	[MPa]	- amplituda napětí v ohybu v místě C-C
σ_{oAA}	[MPa]	- ohybové napětí v místě A-A
σ_{oAA_s}	[MPa]	- výsledné ohybové napětí v místě A-A
σ_{oBB}	[MPa]	- ohybové napětí v místě B-B
σ_{oBB_s}	[MPa]	- výsledné ohybové napětí v místě B-B
σ_{oCC}	[MPa]	- ohybové napětí v místě C-C
σ_{oCC_s}	[MPa]	- výsledné ohybové napětí v místě C-C
σ_{red}	[MPa]	- maximální redukované napětí dle Guesta
σ_{redAA}	[MPa]	- redukované napětí v místě A-A
σ_{redBB}	[MPa]	- redukované napětí v místě B-B
σ_{redCC}	[MPa]	- redukované napětí v místě C-C

τ_{Kmax}	[MPa]	- maximální napětí v krutu
τ_{Smax}	[MPa]	- maximální smykové napětí
τ_d	[MPa]	- dovolené napětí v krutu
τ_{sAA}	[MPa]	- napětí v krutu v místě A-A
τ_{sAAs}	[MPa]	- výsledné napětí v krutu v místě A-A
τ_{sBB}	[MPa]	- napětí v krutu v místě B-B
τ_{sBBs}	[MPa]	- výsledné napětí v krutu v místě B-B
τ_{sCC}	[MPa]	- napětí v krutu v místě C-C
τ_{sCCs}	[MPa]	- výsledné napětí v krutu v místě C-C
φ_{kl}	[°]	- přípustné natočení v kuličkových ložiskách
φ_{max}	[°]	- maximální úhel natočení
φ_z	[—]	- skutečná dráha záběru nožového mechanismu
ψ_n	[°]	- úhel stoupání nože
ϑ_σ	[—]	- součinitel velikosti
$\vartheta_{\sigma AA}$	[—]	- součinitel velikosti v místě A-A
$\vartheta_{\sigma BB}$	[—]	- součinitel velikosti v místě B-B
$\vartheta_{\sigma CC}$	[—]	- součinitel velikosti v místě C-C
h	[mm]	- výška řemenu
C	[N]	- základní dynamická únosnost
P	[N]	- ekvivalentní dynamické zatížení
X	[—]	- součinitel radiálního zatížení ložiska
Y	[—]	- součinitel axiálního zatížení ložiska
a	[mm]	- odsazení nosných vláken řemenu
b	[mm]	- šířka řemenu
b	[mm]	- šířka pera

d	$[cm]$	- maximální průměr drceného materiálu
e	$[-]$	- výpočtový koeficient
l	$[mm]$	- délka pera
m	$[-]$	- výpočtový koeficient
m	$[kg/m]$	- měrná hmotnost řemenu
n	$[ot/min]$	- otáčky štěpkovacího ústrojí
p	$[-]$	- exponent rovnice trvanlivosti pro bodový styk
s	$[-]$	- skluz řemenu
ν	$[mm^2/s]$	- skutečná viskozita oleje při provozní teplotě
v	$[m/s]$	- rychlost řemenu
z	$[-]$	- počet řemenů
α	$[^\circ]$	- úhel sklonu ostří
α	$[^\circ]$	- úhel klínu
κ	$[-]$	- viskozitní poměr
μ	$[-]$	- Poissonova konstanta pro ocel v pružném stavu
π	$[-]$	- Ludolfovo číslo

Úvod

Obsahem této práce je návrh zařízení, které je schopné z palivového dřeva, případně dřevního odpadu, vytvořit substrát vhodný k dalšímu zpracování pro jeho následné využití při vytápění v kotlích na dřevěné pelety.

Mnoho rodinných domů je dodnes vytápěno zastaralými kotli na tuhá paliva. Jedná se o poměrně levné řešení pro ty, kteří vlastní rozlehlější pozemek či les a mají stálý přísun dřeva – zejména na venkově. Současným trendem je postupná modernizace vytápění s využitím dotací, kdy jedním z nejčastějších řešení je právě kotel spalující pelety. Mnoho lidí se tak potýká s problémem omezeného zužitkování dřeva. Efektivní přeměna dřevní hmoty by mohlo být jedním z řešení.

Hlavní myšlenkou je desintegrace ve dvou stupních, kdy na vstupu se surovina o relativně velkých rozměrech přemění ve štěpku, kterou pak druhý stupeň snáze zpracuje na jemný substrát, který je dále možno lisovat do pelet. Podobná zařízení sloužící k tomuto účelu se na trhu zatím nevyskytují.

Téma své bakalářské práce jsem si pečlivě vybíral v souladu se svými zájmy a koníčky, k nimž vždy patřilo vymýšlení, vyrábění a sestavování všemožných zařízení pro nejrůznější účely. V této práci se tak pokusím ztvárnit své nápady a myšlenky s cílem vytvořit zařízení, které se od těch konvenčních neliší pouze vzhledem.

Cíle práce

S přihlédnutím k zadání byly vytyčeny následující dílčí cíle:

- průzkum stávajících řešení a jejich porovnání,
- vytvoření vlastního konceptu celého zařízení,
- návrh vlastní konstrukce 1. stupně a její detailní rozpracování,
- podrobný výpočet konstrukčního uzlu 1. stupně,
- návrh konstrukce 2. stupně,
- návrh řešení pohonu zařízení,
- výpočet navržených převodů,
- vytvoření výkresové dokumentace.

1. Rešerše dané problematiky

Drcení biomasy je energeticky náročná operace prováděná za účelem homogenizace, zvýšení objemové hmotnosti a přípravy materiálu pro další zpracování. Ten je pak možné využít jako zdroj energie při spalování, případně jako zemědělský substrát. Strojů pro drcení (desintegraci) biomasy je nepřeberné množství a jsou založené na různých mechanických principech. Na trhu jsou dostupná jak zařízení pro domácí použití, tak pro průmyslově-zemědělskou potřebu [3].

1.1 Štěpkovače

Štěpkovač je zařízení určené výhradně pro drcení dendromasy (dřevní hmoty). Vstupní materiál je dělen pomocí řezného účinku v pravidelných úsecích což je dáno uspořádáním nožového mechanismu. Z toho vyplývá i možnost nastavení velikosti výstupní frakce. Další výhodou je nízká měrná spotřeba energie díky stříhu, který je u těchto strojů převládajícím typem namáhání. Štěpkovače lze rozdělit podle několika základních hledisek.

Podávání materiálu

- Manuální podávání
- Mechanické (pomocí externích podavačů)
- Samočinné

Způsob pohybu

- Samojízdné
- Vlečné
- Stacionární

Typ pohonu

- Elektromotor
- Spalovací motor
- Externí pohon (kardanový hřídel traktoru)

Výkon

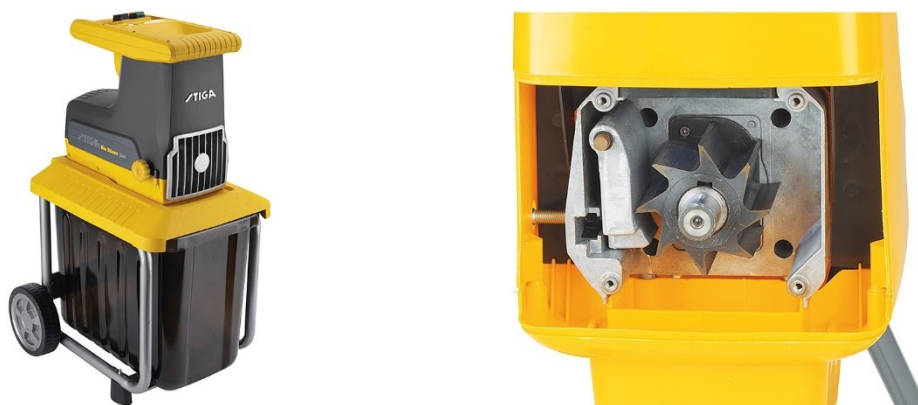
- Zahradní štěpkovače (do 3 kW - jednofázový pohon)
- Malé štěpkovače (3 – 40 kW)
- Střední štěpkovače (40 – 100 kW)
- Velké štěpkovače (100 – 500 kW)

Typ drtícího mechanismu

- Frézovací
- S protiběžnými hřídeli
- Bubnové
- Kolové
- Šnekové

1.1.1 Frézovací štěpkovače

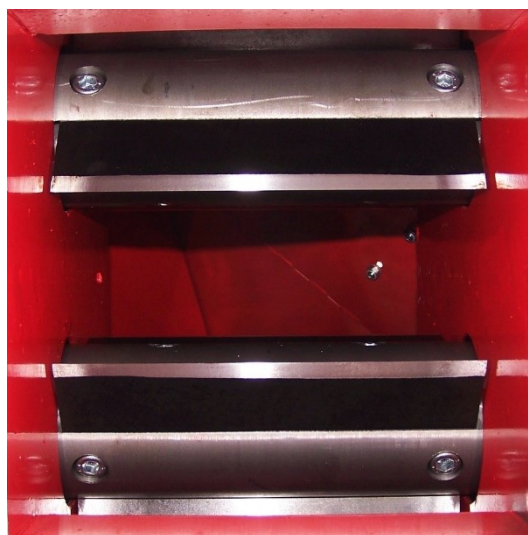
Mechanismus tohoto stroje sestává ze dvou hlavních komponent, a sice frézovacího válce a opěrné desky s regulací polohy pro vymezení vůle ostří při opotřebení. Fréza plní funkci dělení materiálu a zároveň funkci vtahování. Využívá se především u zahradních štěpkovačů pro průměry větví do 45 mm. Velikost štěpky nelze regulovat. Frézovací válec lze v případě potřeby brousit. Výhodou je jednoduchá obsluha, nenáročná údržba a také cena. Na trhu je dostupná široká škála těchto štěpkovačů od různých výrobců v různých výkonových variantách a provedeních.



Obr. 1 Štěpkovač Bio Silent 2500 a jeho ústrojí [9]

1.1.2 Štěpkovače s protiběžnými hřídeli

Tento typ mechanismu využívá dvou hřídelů osazených noži (typicky 3 na každé hřídeli), které jsou vůči sobě orientovány tak, aby se vždy setkala dvojice ostří obou hřídelů s minimální vůlí. Dojde tak k rovnoměrnému přestřižení materiálu mezi nimi. Mechanismus si drcený materiál sám vtahuje a není náchylný na zasekávání či ucpání materiálem. Nože je možné brousit a vůli vymezit opětovným ustavením. I když je schopen poradit si i s drobnými větvemi, využívá se zejména pro drcení dlouhých silnějších větví do průměru až 150 mm. Výsledná štěpka je velmi hrubá a vhodná ke spalování v běžných kotlích na tuhá paliva a zplynovacích kotlích na dřevo. Tento systém štěpkování se využívá méně často, nicméně existuje několik firem, které se na něj specializují jako například firma URBAN KOVO s.r.o., která nabízí širokou paletu strojů s elektromotorem, spalovacím motorem, případně pro pohon traktorem. Česká firma Rojek dokonce na tuto technologii získala patent.



Obr. 2 Štěpkovač URBAN SM70 a jeho ústrojí [11], [12]

1.1.3 Bubnové štěpkovače

Základním prvkem tohoto typu konstrukce je rotující válec, který je na plášti osazen noži rovnoběžně s osou válce. Buben může být osazen nožem po celé délce, případně více kratšími noži pro snížení rázů. Nože mohou být také mírně skloněny pro dosažení tzv. kluzného řezu, který je z hlediska namáhání výhodnější. Materiál se přivádí ve směru kolmém na osu řezacího válce.

Bubnový štěpkovač bývá zpravidla opatřen širokým vstupním otvorem s vtahovacími válci, což umožňuje drtit nehomogenní materiál různých průměrů až do 900 mm. Výsledkem je velmi jemná štěrka. Naopak nevýhodou je možné vzpříčení tenčích větví, při kterém dochází k drcení podél vláken a výraznému zhoršení kvality štěrky. Tento typ se používá všude tam, kde jsou kladeny vysoké nároky na výkonnost, která u některých strojů dosahuje až 250 m³/hod. Asi nejznámějším výrobcem bubnových štěpkovačů je německá firma Jensen.



Obr. 3 Bubnový štěpkovač JENSEN JT600 a detail bubnu [10]

1.1.4 Kolové štěpkovače

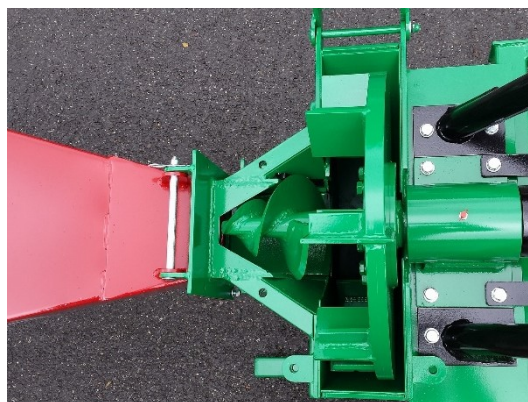
Kolový (diskový nebo také talířový) mechanismus je pro svou jednoduchost a nízké výrobní náklady nejrozšířenějším typem. Hlavní částí je rotující disk, který je napříč rovnoměrně osazen různým počtem břitů a zároveň slouží jako setrvačník pro překonávání rázů při drcení. Tyto stroje produkují velmi jemnou drť. Vzhledem k vysokým otáčkám disku a snižující se obvodové rychlosti směrem k ose rotace je tento typ vhodný spíše pro menší množství materiálu o relativně malém průměru. Nevýhodou je nižší výkonnost a nutnost řešení podávání materiálu do stroje. Výrobou těchto štěpkovačů se zabývá mnoho tuzemských i zahraničních výrobců, a to v mnoha výkonnostních třídách.



Obr. 4 Diskový štěpkovač LINDDANA TP 270 a detail disku [13]

1.1.5 Šnekové štěpkovače

Tento typ štěpkovačů využívá k drcení materiálu jedno nebo dvě šroubové ostří se stoupajícím průměrem. Šnekové ústrojí se při rotaci postupně zařezává do vstupního materiálu a zároveň jej vtahuje. Na posledním závitu dojde k jeho úplnému oddělení. Spolu se šnekem je na stejném hřídeli zpravidla umístěn vyhazovací disk, který vzniklou drť odvádí. Štěpka má pravidelné rozměry dané stoupáním šroubovice. Mechanismus se využívá pro drcení dřeva o maximálním průměru do 200 mm. Jeho hlavní výhodou je nízká energetická náročnost. Znáмым výrobcem šnekových štěpkovačů je česká firma Bystroň - integrace s.r.o.



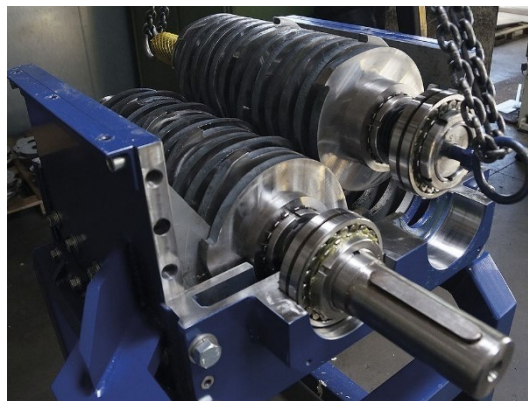
Obr. 5 Šnekový štěpkovač Pirana 11 kW a detail šnekového ústrojí [14], [15]

1.2 Drtiče

Drtiče jsou stroje sloužící ke zpracování nejrůznějších druhů biologického materiálu, jako jsou například větve, odpad z dřevovýroby, dřevěné palety či nábytek, ale také sláma nebo zrní. Používají se všude tam, kde nejsou kladeny přísné požadavky na velikost výstupních částic. Drť lze využít k zemědělským účelům nebo jako ekologické palivo. Kromě biologického materiálu se hojně využívají také ke zpracovávání kovového či plastového odpadu. V závislosti na typu drtícího mechanismu působí při drcení na vstupní materiál kombinace různých druhů namáhání, zejména nárazy, lom a roztírání viz obr. 9. Důsledkem je vyšší měrná spotřeba energie oproti štěpkovačům. Výhodou je menší náchylnost vůči vniknutí cizorodých předmětů a nečistot, jejichž přítomnost se ve vstupním materiálu často předpokládá. Drtiče mohou být opatřeny sítím, které odseparuje částice, jež dosáhly dostatečného stupně rozdrcení. Stroje tohoto typu jsou zpravidla určeny pro zpracování velkého množství materiálu, z čeho se odvíjí jejich robustní konstrukce a vysoká pořizovací cena. Technická řešení pohonu, podávání materiálu a mobility strojů jsou obdobná jako u štěpkovačů. Nejčastějším typem pro zpracování biomasy jsou válcové a kladívkové drtiče.

1.2.1 Válcové drtiče

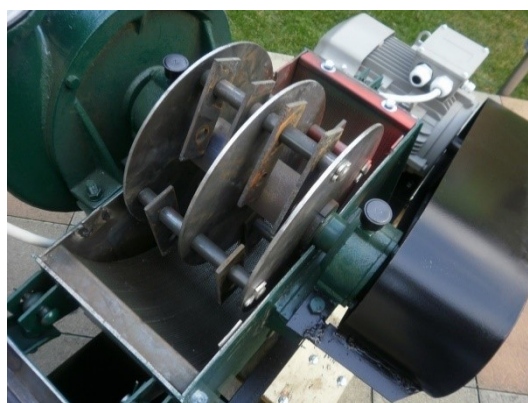
Hlavní částí tohoto typu drtiče je válec, na jehož povrchu jsou spirálovitě rozmístěny nože či zuby. Materiál je drcen mezi zuby a nehybným protiostrím, nebo v případě víceválcového drtiče mezi jednotlivými válci. Jedná se zpravidla o pomaloběžný mechanismus, jehož otáčky se pohybují v rozmezí 30 – 100 ot/min. Výhodou je jednoduchá základní konstrukce a snadná údržba v případě vyměnitelných drtících segmentů či nožů. Jsou určeny zejména pro drcení hůře drtitelného materiálu či materiálu o velkých rozměrech z čehož plyne jejich mohutná konstrukce a velmi vysoký příkon. Mezi známé výrobce válcových drtičů patří německá firma WIEMA nebo rakouská firma WAGNER.



Obr. 6 Jednohřídelový drtič Wagner WTS800 a detail drtících válců [16]

1.2.2 Kladívkové drtiče

Základem kladívkového drtiče je rychloběžný rotor s různým počtem volně uložených kladívek a zpomalovacího obložení. Materiál je drcen prudkými úderů kladívek a nárazy do obložení. Pohyb rotoru způsobuje ventilační vír, který odvádí přes síto dostatečně rozdrcený materiál. Kloubové uložení kladiv částečně eliminuje rázy při drcení. Díky tomu nejsou tyto stroje náchylné na poškození způsobené vniknutím nečistot a nedrtitelných předmětů. Údržba je technologicky i finančně méně náročná díky snadné výměně kladiv, která se opotřebovávají relativně pomalu. Hmotnost a rozměry kladiv se odvíjí od vlastností drceného materiálu. Mezi známé tuzemské výrobce kladívkových drtičů patří například firma BALL Brno, v. o. s. nebo Vše pro pelety s.r.o.



Obr. 7 Kladívkový drtič KD2 a detail rotoru [17]

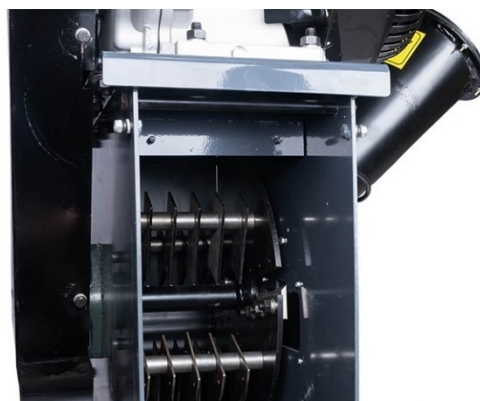
1.3 Vícestupňová desintegrace

V některých případech bohužel nelze pomocí jednostupňového drcení dosáhnout požadovaných vlastností výstupního materiálu. Například pokud jsou kladeny vysoké požadavky na velikost a tvar výstupní frakce z důvodu skladování, nebo pokud musí výstupní frakce splňovat požadavky na vstupní materiál určený k finálnímu zpracování (lisování do briket či pelet). V některých situacích požadujeme vysoký stupeň desintegrace, tedy vstupní surovinu o velkých rozměrech chceme nadrtit na velmi malé částice. V takovém případě bývá konstrukční řešení jednostupňového drtiče značně problematické. Vícestupňová desintegrace je jak z technologického, tak z energetického hlediska výhodnější. Lze tak dosáhnout nižší měrné spotřeby energie a vyšší výkonnosti procesu.



Obr. 8 Příklad využití vícestupňové desintegrace – dva sériově uspořádané drtiče [3]

Častým řešením pro nenáročné drcení menších větví je také spojení diskového mechanismu s kladívkovým drtičem v kompaktním zařízení. Tento typ drtiče vyrábí například česká firma PROMA.



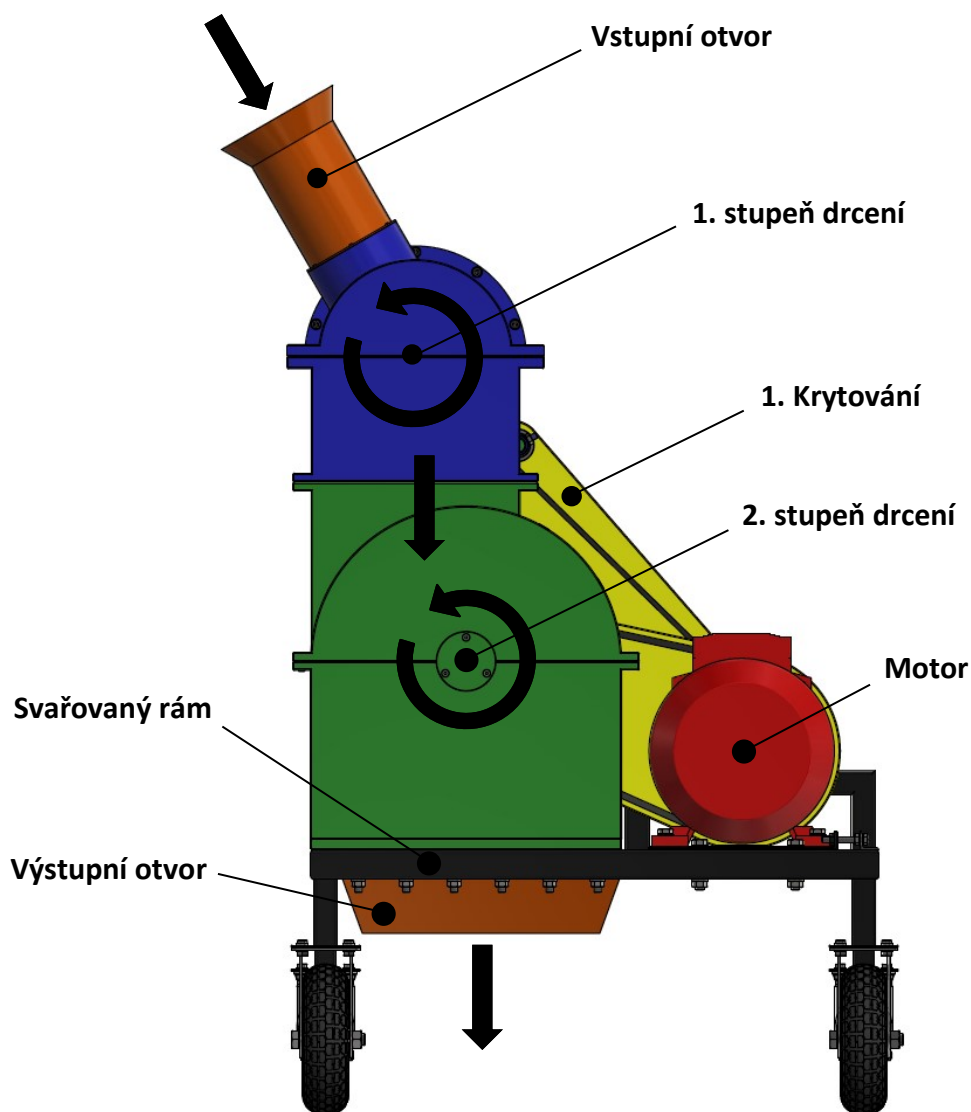
Obr. 9 Zahradní drtič PROMA MZD-13/102 s vícestupňovou desintegrací [18]

2. Návrh vlastního řešení

Zařízení je určeno ke zpracování dřevěných polen nebo špalků pomocí vícestupňové desintegrace, a to do průměru až 150 mm. Od toho se odvíjí požadavek na poměrně robustní a tuhou konstrukci, která byla navržena tak, aby na sebe jednotlivé stupně navazovaly ve vertikálním směru za účelem minimalizace rozměrů a také hmotnosti. Rámová tělesa dílčích stupňů jsou svařeny ze silnostěnných plechů a jsou vzájemně spojeny pomocí přírub. Tento celek je připevněn na rámovou konstrukci svařenou z tenkostěnných čtvercových profilů. Ta je opatřena pojezdovými koly – dvěma pevnými a dvěma otočnými s možností aretace pro snadnější manipulaci s celým zařízením.

Vstupním otvorem je materiál podáván samospádem k mechanismu 1. stupně, kde je postupně nadrcen na drobnou štěpku, která dále postupuje k mechanismu 2. stupně, a zde je pak přeměněna na velmi jemnou homogenní drť požadovaných rozměrů a vlastností. Tuto drť je možné odebírat do nádoby umístěné pod zařízením. Pohon obou stupňů je realizován jedním třífázovým asynchronním elektromotorem přes dvojici paralelních řemenových převodů.

Při tvorbě prvotního konceptu jsem zvažoval kombinace nejrůznějších typů konvenčních drticích mechanismů. Zamýšlené parametry zařízení jsou ovšem natolik specifické, že jsem se rozhodl pro vlastní řešení nožového ústrojí 1. stupně, které bude schopno materiál o tak velkých rozměrech zpracovat.



Obr. 10 Základní schéma zařízení a popis funkce

2.1 Konstrukční návrh nožového ústrojí 1. stupně

Díky sériovému uspořádání drtičů jsou charakter a velikost zatížení 2. stupně přímo závislé na množství výstupní frakce z 1. stupně, která je do něj přiváděna. Z tohoto důvodu jsem navrhl 1. stupeň jako pomaloběžný, což zajistí rovnoměrnější produkci materiálu a celkově hladší chod. Jmenovité otáčky volím 60 min^{-1} , bude tedy nutné použít řemenový převod v kombinaci s redukční převodovkou.

Princip činnosti je znázorněn na obr. 11. Pohyblivý nůž (znázorněn červeně) má tvar válce o dvojnásobném průměru, než je maximální průměr drceného materiálu. Vykonává rotační pohyb kolem své osy, přičemž ostří je tvořeno částí šroubovice o určitém úhlu stoupání. Vstupní materiál je k tomuto noži přiváděn v radiálním směru a ostří do něj vniká

ve směru axiálním a tečným. Výhodou této koncepce je možnost opakovaného a snadného broušení ostří při postupném opotřebení. Díky tvaru nože je taktéž dosaženo tzv. kluzného řezu, který je z hlediska velikosti řezného odporu výhodný. Ostří působí jako klín napříč vlákny, a zároveň dochází k „pilovému“ efektu, jelikož hrana ostří není dokonale přímá, nýbrž je tvořena mikroskopickými nerovnostmi a zuby. To má za následek značné snížení měrné spotřeby energie.

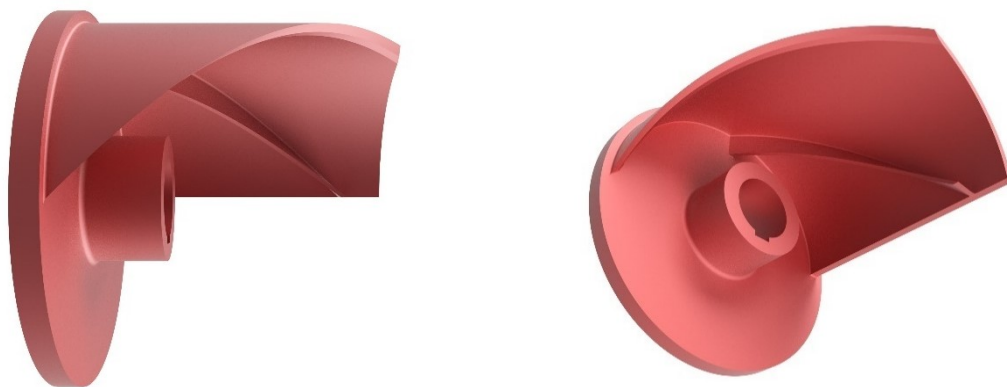
Konstantní posuv vstupního materiálu za jednu otáčku je regulován opěrným válcem (znázorněn modře na obr. 11), který slouží jako opora v radiálním směru. O odvod štěpky se stará šroubovice na vnitřní straně nože (viz obr. 12 a 13), která při pohybu kopíruje s určitou vůlí povrch opěrného válce. Tím se vždy po dokončení řezu uvolní prostor mezi opěrným válcem a nožem, čímž je umožněn další postup vstupního materiálu. Pro zabránění hromadění štěpky uvnitř opěrného válce je tento taktéž opatřen šroubovicí na vnitřní straně (viz obr. 11).



Obr. 11 Princip činnosti nožového mechanismu 1. stupně

2.1.1 Provedení typu A

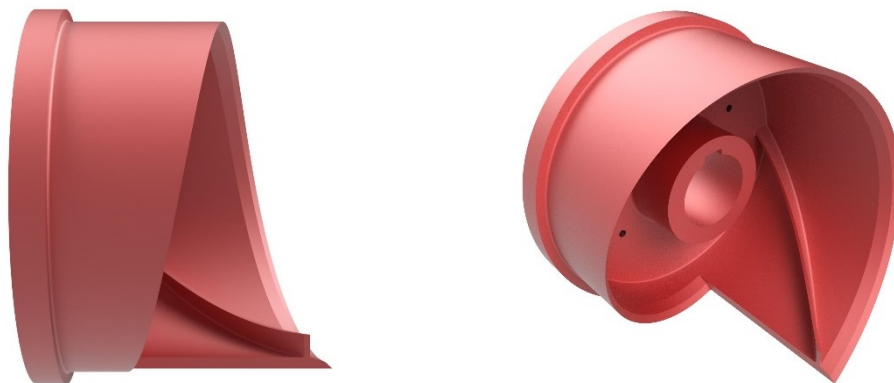
Při prvotním návrhu (viz obr. 12) bylo ostří tvořeno šroubovicí s úhlem stoupání 45 stupňů. Vektor výsledné řezné síly se tak rozloží na axiální a tečnou složku o stejné velikosti. Tečná složka síly je přímo vyvozena z kroutícího momentu a její hodnotu lze zvýšit pouze zvýšením výkonu na vstupu 1. stupně nožového mechanismu. Navíc k drcení materiálu, potažmo ke konání práce dochází při vykonání jedné otáčky pouze na zlomku úhlové dráhy. To by mělo za následek velmi nerovnoměrný chod s velkými rázy. Z tohoto důvodu byla provedena modifikace geometrie nože, aby byly tyto nepříznivé jevy eliminovány.



Obr. 12 Nůž 1. stupně – provedení A

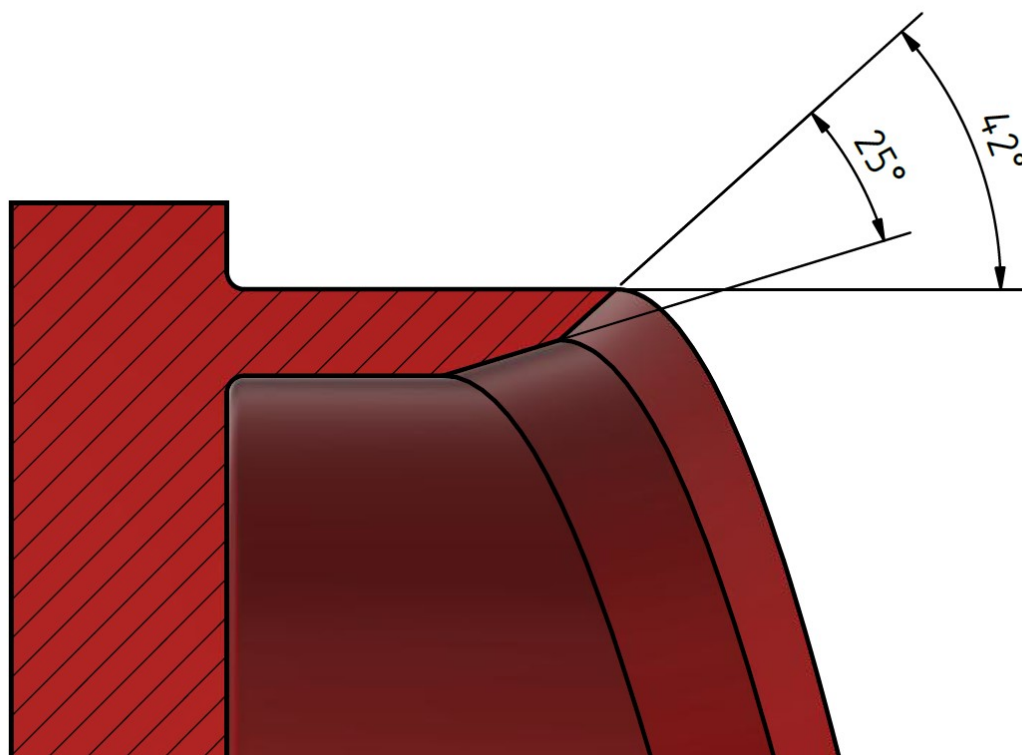
2.1.2 Provedení typu B

Zásadní změnou oproti předchozímu provedení je snížení stoupání šroubovice přibližně na hodnotu maximálního průměru vstupního materiálu s přičtením drobné rezervy. Ta slouží k tomu, aby měl vstupní materiál dostatek času na posouvání ještě před zahájením dalšího řezu. Dosáhl jsem tak velmi nízké hodnoty stoupání – přibližně 11°. Axiální síla je tak převládající složkou výsledného vektoru řezné síly a ke konání práce dochází v průběhu téměř celé otáčky.



Obr. 13 Nůž 1. stupně – provedení B

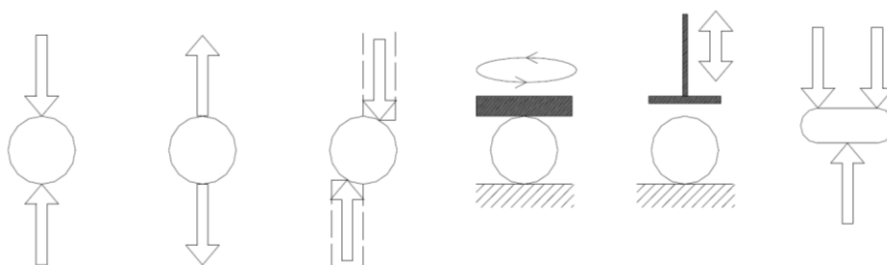
Nůž má dvojité ostří (viz obr. 14), z nichž první má úhel sklonu 42° a má za úkol dělit materiál napříč vlákny. Druhé ostří je oproti prvnímu skloněno o 25° a má za úkol materiál štěpit podél vláken. Odkrojený kus dřeva se díky tomu rozpadne na drobné kousky. Rozpadu štěpky dodatečně napomáhá částečné přechování drtě mezi nožem a opěrným válcem. Úhly jsou převzaty od firmy JENSEN, která s těmito hodnotami u svých břitů dosahuje nejspokojivějších výsledků.



Obr. 14 Detail geometrie ostří

2.1.3 Stanovení potřebného výkonu 1. stupně

Dřevo je z hlediska mechanických vlastností velmi různorodým materiálem, což je dáno zejména jeho nehomogenitou a anizotropií. Mechanické vlastnosti dřeva závisí na mnoha faktorech, jako jsou například typ dřeviny, vlhkost, stáří, struktura vláken a mnoho dalších. Díky tomu se dřevo při mechanickém zpracování nechová jako materiály při kovoobrábění, jejichž vlastnosti jsou detailně prozkoumány a předpokládáme jejich konstantnost. Desintegrace dřeva je obecně kombinace více druhů namáhání (viz obr. 15).



Obr. 15 Druhy namáhání (zleva) tlak, tah, stříh, roztírání, nárazy, lom

Kinematické poměry desintegračních procesů jsou dobře popsány v různých publikacích, nicméně mnoho veličin se získává experimentálně. Při navrhování zařízení pro mechanické zpracování dřevní hmoty se užívají empirické vztahy a postupy. Původně jsem při výpočtech vycházel z nejjednoduššího principu dělení materiálu, tedy stříhu. Mez pevnosti dřeva je v odborné literatuře uvedena v rozsahu 3-6 MPa. Při využití maximální plochy průřezu vstupního materiálu vychází extrémně vysoké hodnoty střížné síly a zařízení by mělo obrovské rozměry a extrémní příkon. Rozhodl jsem se pro reverzní analýzu zařízení, u kterého dochází k podobnému procesu, při němž převládají tytéž druhy namáhání. Jedná se o štěpkovač URBAN EM110 (viz obr. 16), který využívá pomaloběžný mechanismus s protiběžnými hřídeli, u kterého dochází převážně ke stříhu napříč vlákny.



Obr. 16 Štěpkovač URBAN EM110 a detail nožů [19], [20]

Tab. 1 Vybrané technické parametry štěpkovače URBAN EM110

Parametr:	Jednotka:	Hodnota:
Výkon motoru: $[P_v]$	$[kW]$	18,5
Otáčky štěpkovacího ústrojí $[ot/min]$	$[ot/min]$	160
Maximální průměr drcených větví $[mm]$	$[mm]$	120
Počet nožů na jednom hřídeli $[-]$	$[-]$	3
Účinnost řemenového převodu: η_{rp}	$[-]$	0,90
Účinnost převodovky: η_p	$[-]$	0,98

K této problematice se mi bohužel v odborné literatuře nepodařilo nalézt žádné matematické vztahy či formulace, navrhl jsem tedy vlastní postup. Pro určení potřebného výkonu na základě stávajícího zařízení je potřeba vypočítat měrnou řeznou práci na přeseknutí větve, na kterou výrobce přístroj dimenzoval. Z výše uvedených parametrů lze tuto práci postupně vypočítat. Vytvoření vztahu pochopitelně závisí na charakteru drtícího mechanismu analyzovaného stroje. Nejprve je třeba znát výkon na drtícím mechanismu analyzovaného stroje při zohlednění účinností veškerých pohonů (viz vztah 1).

Jmenovitý výkon na drtícím zařízení:

$$P_j = P_M \cdot \eta_{rp} \cdot \eta_p \quad [W] \quad (1)$$

Výkon je roven celkové práci vykonané za jednotku času. Pokud jsou známy otáčky drtícího mechanismu a počet nožů, z nichž každý během 1 otáčky vykoná úplný řez, lze z výkonu ze vztahu (1) spočítat práci, která je potřebná pro jedno přetnutí větve.

Práce potřebná pro přeseknutí větve:

$$W_{\text{ř}} = \frac{60 \cdot P_j}{n \cdot k_n} \quad [J] \quad (2)$$

Vztažením této práce na jednotku plochy průřezu větve, dosazením rovnice (2) a následnou úpravou se získá vztah (3) pro hledanou měrnou řeznou práci.

Celková měrná řezná práce:

$$W_m = \frac{W_{\text{ř}}}{S_v} = \frac{240 \cdot P_v \cdot \eta_{rp} \cdot \eta_p}{n \cdot k_n \cdot \pi \cdot d^2} \quad (3)$$

$$W_m = \frac{240 \cdot 18500 \cdot 0,9 \cdot 0,98}{160 \cdot 3 \cdot \pi \cdot 12^2} = 18 \quad [J/cm^2]$$

P_M	[W]	- výkon motoru
$\eta_{řp}$	[–]	- účinnost řemenového převodu
η_p	[–]	- účinnost převodovky
n	[ot/min]	- otáčky štěpkovacího ústrojí
k_n	[–]	- počet nožů na hřídeli
S_v	[cm ²]	- plocha průřezu drceného materiálu
d	[cm]	- maximální průměr drceného materiálu

Při výpočtu potřebného výkonu je také třeba zohlednit skutečné využití pracovního cyklu ke konání práce, což vychází z konstrukčního řešení nožového mechanismu. Aby docházelo k plynulému podávání materiálu samospádem, je nutné, aby nůž nebyl v záběru na celé úhlové dráze. V případě provedení typu B úhlová dráha, během které nůž nekoná práci, činí 25 °.

Součinitel nerovnoměrnosti zatížení:

$$\alpha_z = \frac{360}{\varphi_z} = \frac{360}{(360 - 25)} = 1,075 \quad [-] \quad (4)$$

φ_z [–] - skutečná dráha záběru nožového mechanismu

Úpravou rovnice (3) a dosazením rovnice (4) se získá vztah (5) pro potřebný výkon 1. stupně.

Potřebný výkon pro 1. stupeň:

$$P_1 = \frac{W_m \cdot n \cdot k_n \cdot \pi \cdot d^2 \cdot \alpha_z}{240000 \cdot \eta_p \cdot \eta_{kř}} \quad [kW] \quad (5)$$

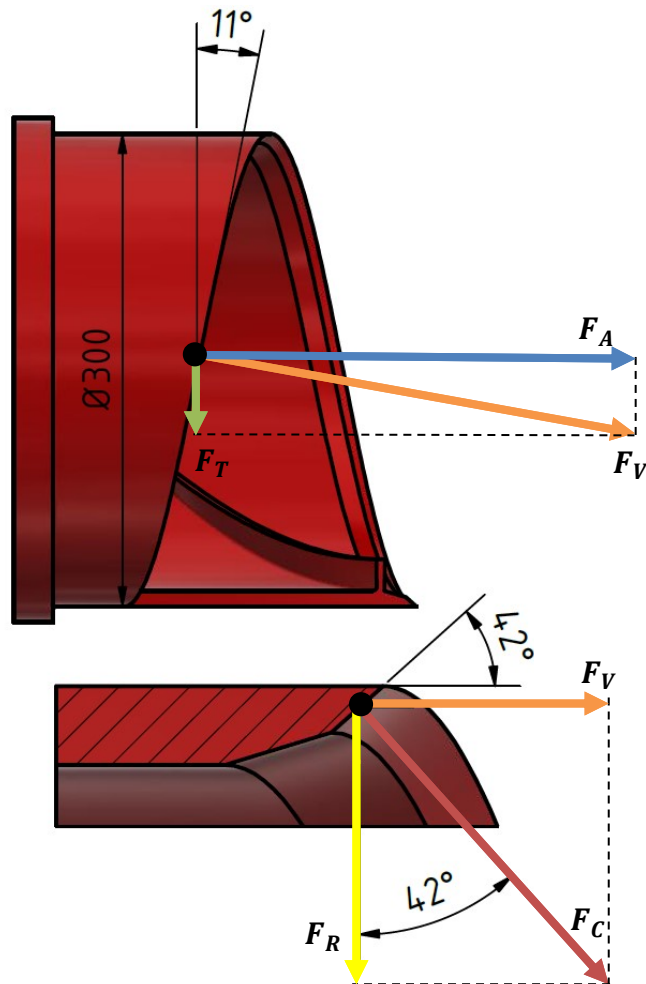
$$P_1 = \frac{18 \cdot 60 \cdot 1 \cdot \pi \cdot 15^2 \cdot 1,075}{240000 \cdot 0,9 \cdot 0,98} = 3,9 \quad [kW]$$

$\eta_{kř}$ [–] - účinnost řemenového převodu

η_p [–] - účinnost převodovky

2.1.4 Kinematický rozbor nožového ústrojí

Celková řezná síla se skládá z několika složek. Vzhledem ke geometrii nože je dominantní složkou axiální síla. Silový rozbor je znázorněn na obr. 17.



Obr. 17 Silový rozbor

Velikost dílčích složek se vypočítají podle následujících vztahů.

Kroutící moment na noži:

$$T_1 = \frac{60 \cdot P_1 \cdot \eta_p \cdot \eta_{kř}}{2 \cdot \pi \cdot n_1} = \frac{30 \cdot 3,9 \cdot 10^3 \cdot 0,98 \cdot 0,9}{\pi \cdot 60} = 547,5 \quad [Nm] \quad (6)$$

Tečná síla:

$$F_T = \frac{2 \cdot T_1}{d_n} = \frac{2 \cdot T_1}{d_n} = \frac{2 \cdot 547,5 \cdot 10^3}{300} = 3650 \quad [N] \quad (7)$$

Úhel stoupání nože:

$$\psi_n = \arctg\left(\frac{Ph_n}{\pi \cdot d_n}\right) = \arctg\left(\frac{185}{\pi \cdot 300}\right) = 11,1 \quad [^\circ] \quad (8)$$

Axiální síla:

$$F_A = \frac{F_T}{\tan \psi_n} = \frac{3650}{\tan 11,1^\circ} = 18\,594,8 \quad [N] \quad (9)$$

Výsledná síla:

$$F_V = \sqrt{F_T^2 + F_A^2} = \sqrt{3650^2 + 18594,8^2} = 18\,949,6 \, N \quad [N] \quad (10)$$

Radiální síla:

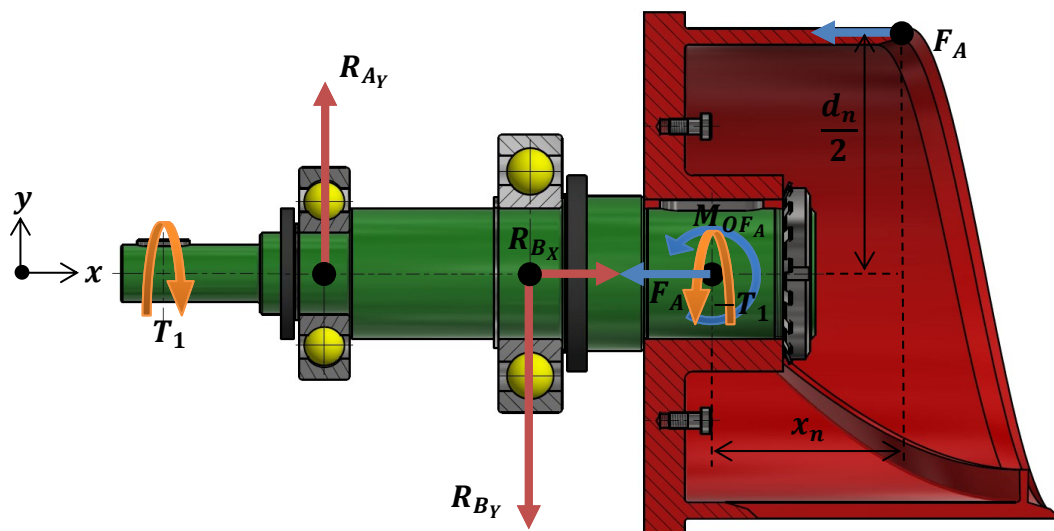
$$F_R = \frac{F_V}{\tan \alpha} = \frac{18\,949,6}{\tan 42^\circ} = 21\,046,1 \quad [N] \quad (11)$$

P_1	[kW]	- výkon na vstupu 1. stupně
n_1	[ot/min]	- otáčky nože
d_n	[mm]	- průměr nože
Ph_n	[mm]	- stoupání šroubovice ostří
α	[°]	- úhel sklonu ostří

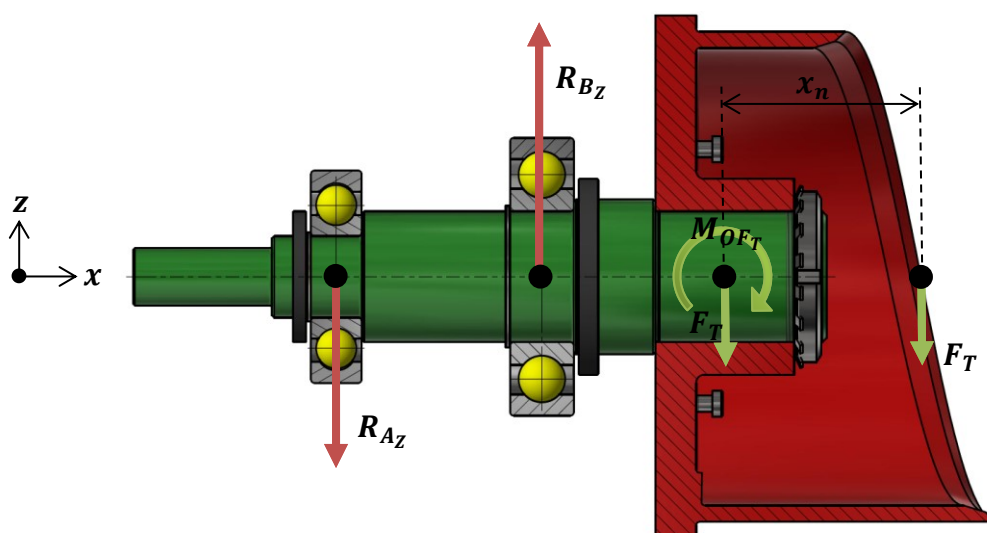
Radiální síla vypočtená z rovnice (11) je teoretická síla, kterou by ostří působilo na drcený materiál ve směru jeho postupu. Ten je však v radiálním směru volný a nemůže tudíž působit na nůž odpovídající reakcí opačného směru. V radiálním směru budou vznikat pouze síly, které se navzájem vyruší mezi nožem a opěrným válcem, a na hřídel 1. stupně se tak nebudou přenášet. Radiální sílu tudíž při výpočtech hřídele zanedbávám. Nelze ji zanedbat pouze v případě, pokud by byl systém rychloběžný, kdy značné radiální síly vznikají v důsledku setrvačnosti drceného materiálu.

2.1.5 Rozbor sil působících na hřídel

Na hřídel se skrze nůž přenášejí reakční síly od drceného materiálu, které mají stejnou velikost, ale opačný směr. Axiální i tečná síla zároveň způsobují přídatný ohybový moment v místě spojení nože s hřídelem. Vzdálenost působíště na ostří nože je brána v okamžiku, kdy se nůž nachází v polovině řezu a předpokládají se maximální hodnoty sil. Dále na hřídel působí kroutící moment. Působení sil a momentů ve dvou vzájemně kolmých rovinách X-Y a X-Z je znázorněno na obr. 18 a 19.



Obr. 18 Působení sil a momentů na hřídel v rovině X-Y



Obr. 19 Působení sil a momentů na hřídel v rovině X-Z

Ohybový moment od axiální síly:

$$M_{ofA} = F_A \cdot \frac{d_n \cdot 10^{-3}}{2} = 18594,8 \cdot \frac{300 \cdot 10^{-3}}{2} = 2789,2 \quad [Nm] \quad (12)$$

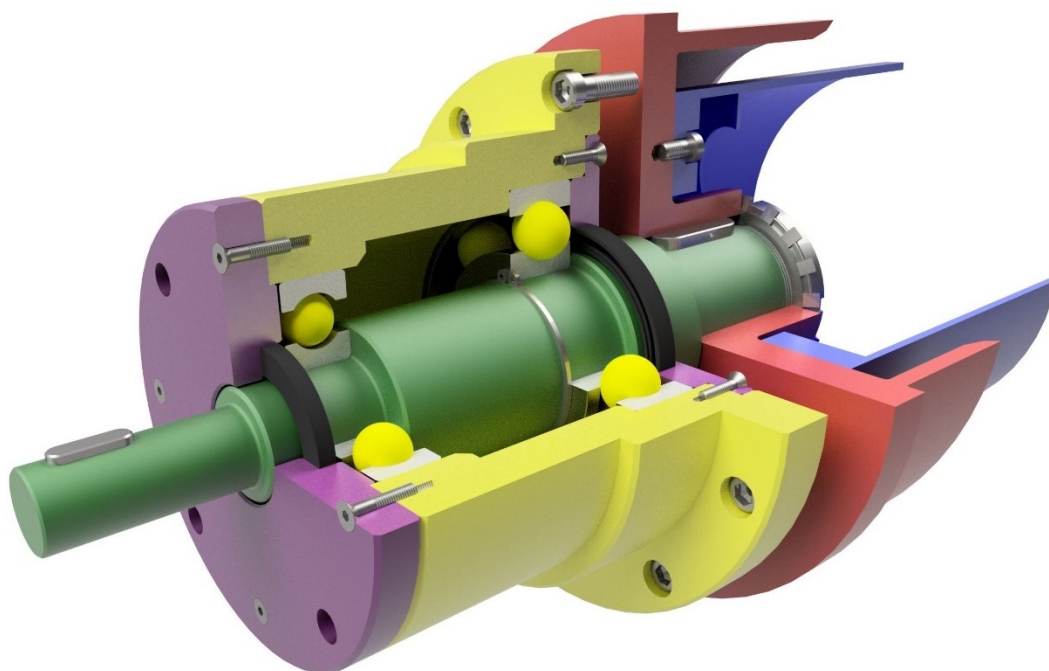
Ohybový moment od tečné síly:

$$M_{ofT} = F_T \cdot x_n \cdot 10^{-3} = 3650 \cdot 137,5 \cdot 10^{-3} = 501,9 \quad [Nm] \quad (13)$$

d_n	[mm]	- průměr nože
x_n	[mm]	- vzdálenost působíště na ostří nože

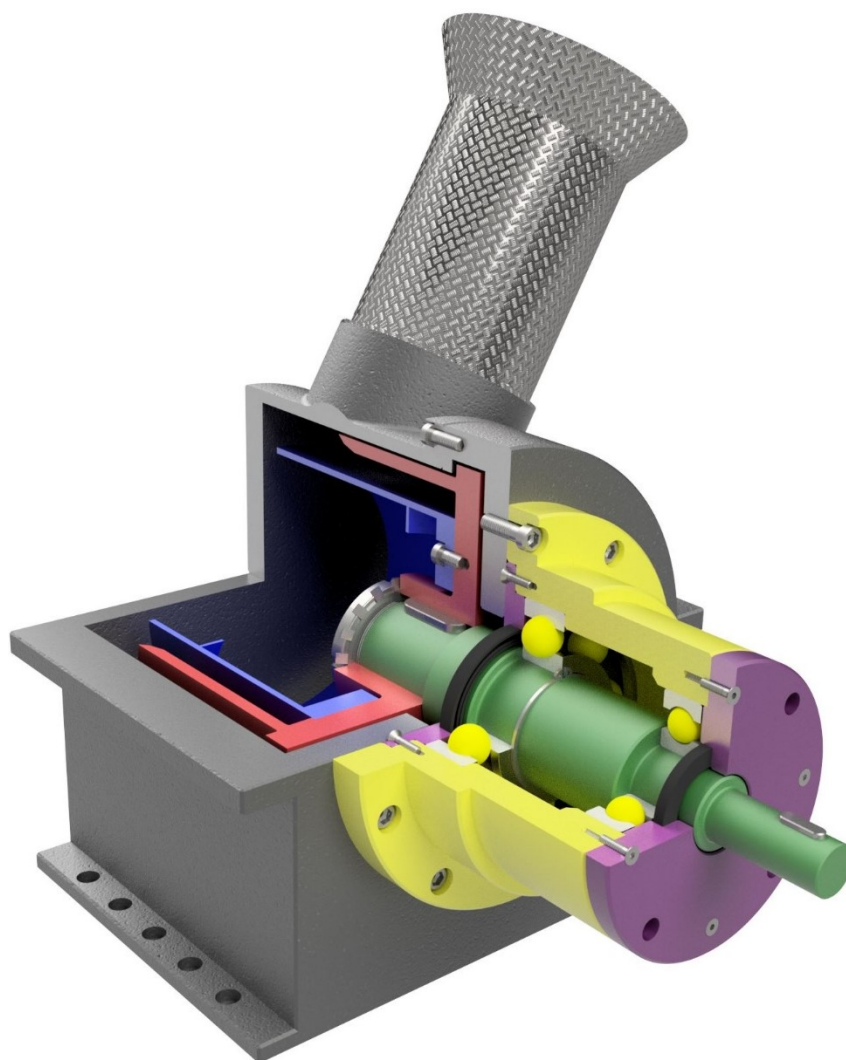
2.1.6 Konstrukční uspořádání

Vzhledem k charakteru a velikosti nože se řešení jeho uložení spolu s hřídelí poněkud komplikuje. Nejvýhodnějším řešením by bylo pochopitelně souměrné uspořádání s ložisky na obou stranách. Hřídel by pak musel procházet podél celé osy nože, přičemž by mohl bránit odvodu materiálu. Proto jsem se rozhodl pro jednostranné uložení letmo (obr. 20). Z toho vyplývá vznik značných ohybových momentů, čemuž odpovídají větší rozměry hřídele i ložisek. Podařilo se mi nalézt vhodnou kombinaci kuličkových ložisek, z nichž axiálně vodící je umístěno blíže k noži a přenáší veškeré axiální zatížení.



Obr. 20 Uložení hřídele s nožovým ústrojím

Hřídel s ložisky je uložen v tuhém domku (znázorněno žlutě na obr. 20), který je přírubovým spojem připevněn k rámu (viz obr. 21). Ložiskový prostor obsahuje olejovou lázeň a je utěsněn hřídelovými těsnícími kroužky.



Obr. 21 Připevnění mechanismu k rámu

Kompletní výpočty hřídele jsou předmětem výpočtové zprávy v příloze A. Výpočty per a ložisek jsou obsaženy v přílohách B a D.

2.1.7 Experimentální měření řezné síly

Jak již bylo uvedeno výše, dřevo je materiál, jehož vlastnosti nelze nikdy spolehlivě předvídat a při výpočtech je nutno tento fakt zohlednit. Za účelem ověření správnosti teoretických výpočtů řezné práce, výkonu a sil z něj vyplývajících bylo ve spolupráci s vedoucím práce provedeno experimentální měření s cílem vyhodnotit průběhy sil během řezu a přibližně stanovit jejich maxima. Na základě konstrukčního návrhu byl zhotoven prototyp nože přímého tvaru s odpovídajícím úhlem stoupání a geometrií ostří a byl patřičně upraven pro potřeby upnutí. Z dostupných materiálů bylo jako zkušební vzorek zvoleno poleno z jalovce jakožto zástupce tvrdých a houževnatých dřevin.

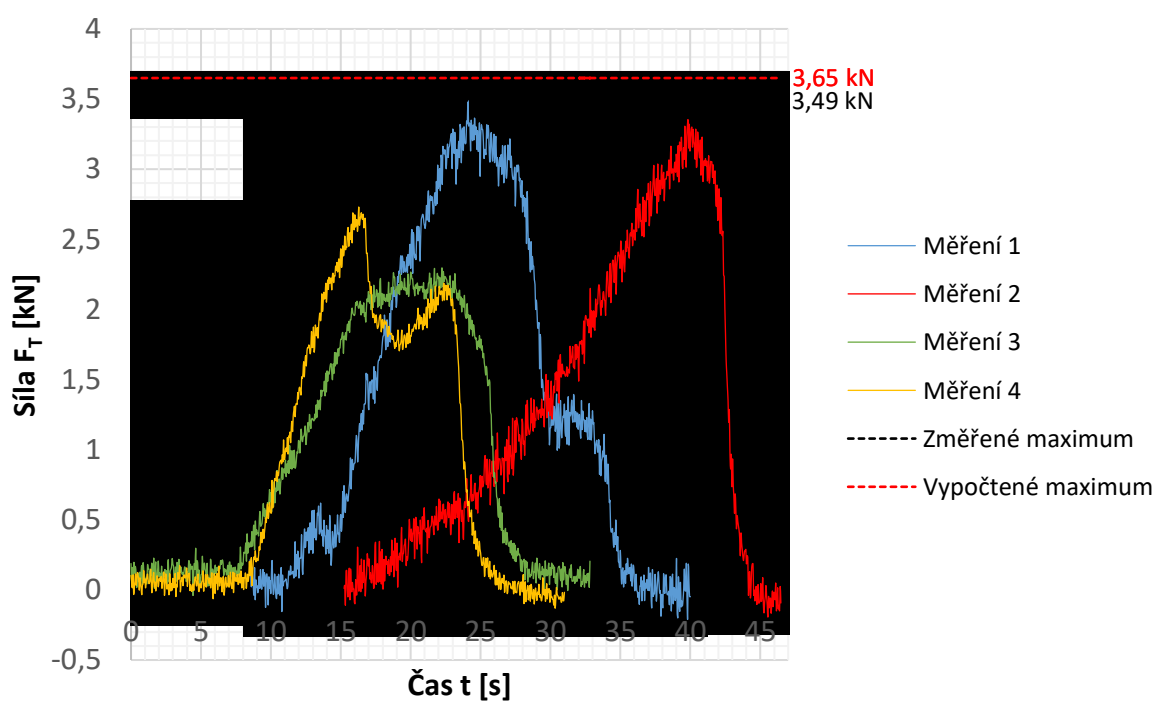
Účelem experimentu bylo změřit řeznou sílu v tečném a axiálním směru v závislosti na čase (viz schéma na obr. 17). Nůž byl upnut do univerzálního trhačského stroje. Následně byla provedena série měření v obou směrech, kdy pomocí snímače síly a měřicí aparatury (MGC od firmy HBM, YOKOGAWA DL 750) bylo možné zaznamenat požadovaný signál. Z celkového počtu měření byla vybrána nejrelevantnější data, která nejlépe vystihují průběh síly během řezu. Výsledky jsou patrné z grafu na obr. 24 a 26.



Obr. 22 Zkušební nůž a vzorek tvrdého dřeva



Obr. 23 Měření tečné síly

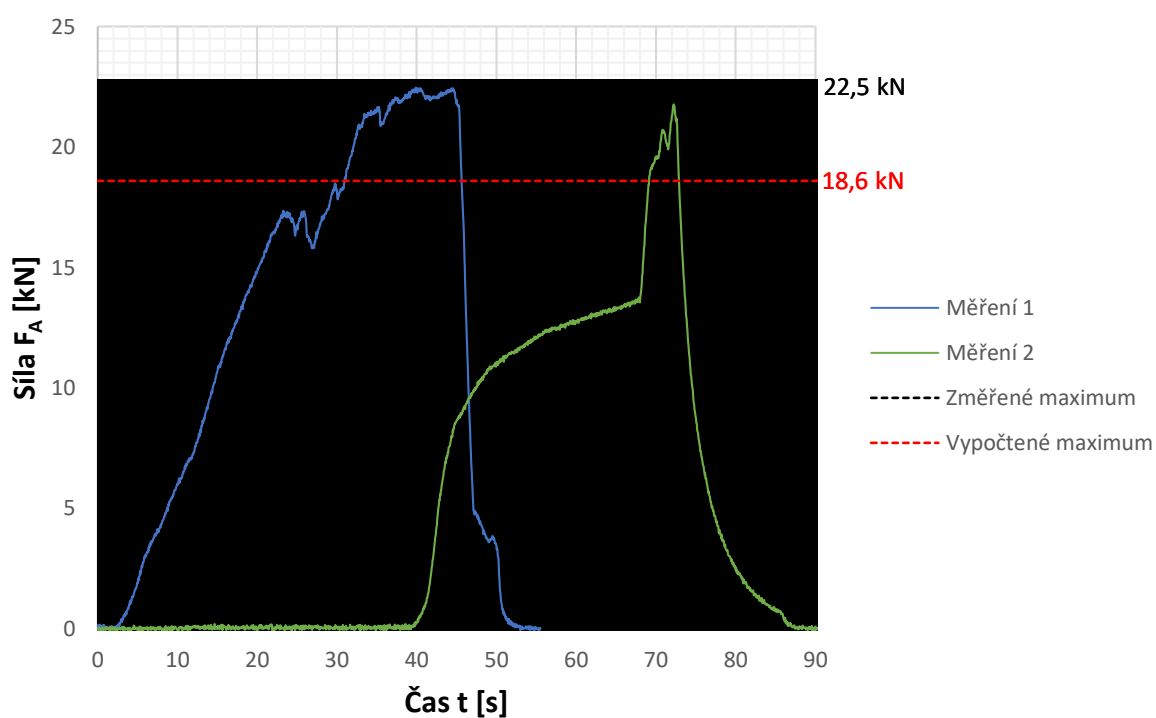


Obr. 24 Graf měření tečné síly

Při řezání zkušebního vzorku v tečném směru dosáhla naměřená síla své maximální hodnoty dle očekávání v polovině řezu a nepřekročila hodnotu výpočtovou.



Obr. 25 Měření axiální síly

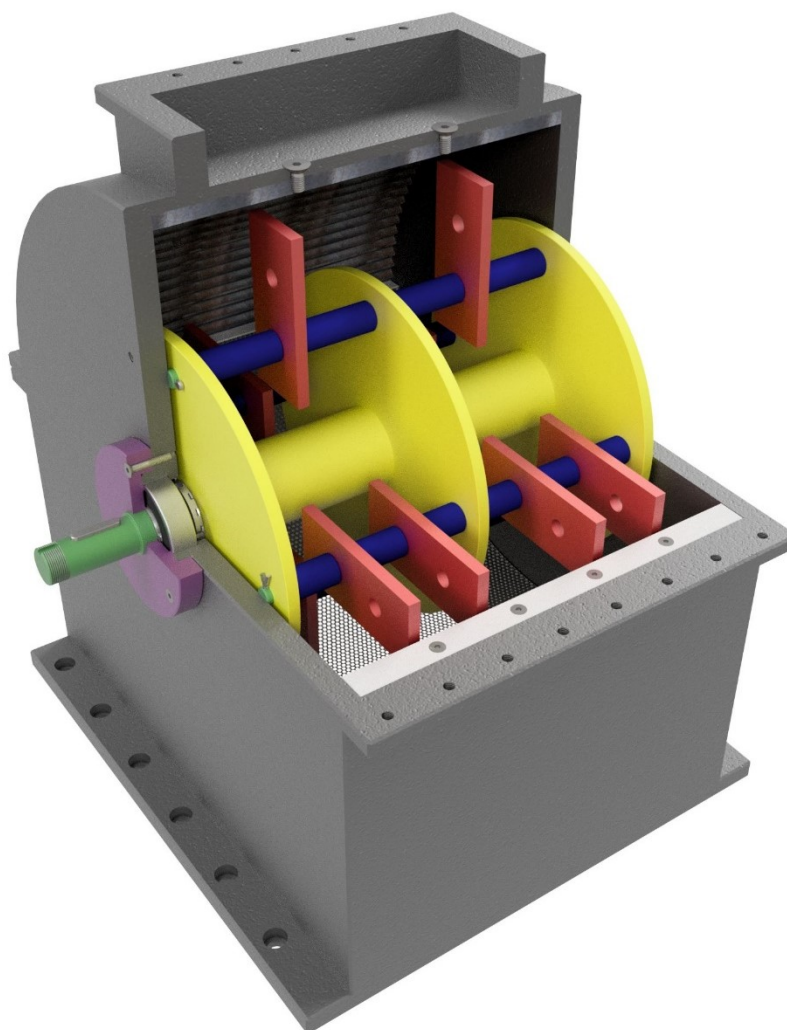


Obr. 26 Graf měření axiální síly

V tomto případě došlo k mírnému překročení vypočtené maximální hodnoty, ovšem nůž během měření nevykonával rotační pohyb nýbrž pouze posuvný, a tudíž chyběla relativní složka pohybu způsobující kluzný řez, který snižuje řezný odpor. Z dynamického hlediska se výchozí podmínky při měření pochopitelně lišily od těch reálných, nicméně hodnoty sil měly očekávaný průběh a do určité míry korelují s výpočty. Pro získání komplexnějších výsledků by však bylo nutné otestovat více druhů dřevin.

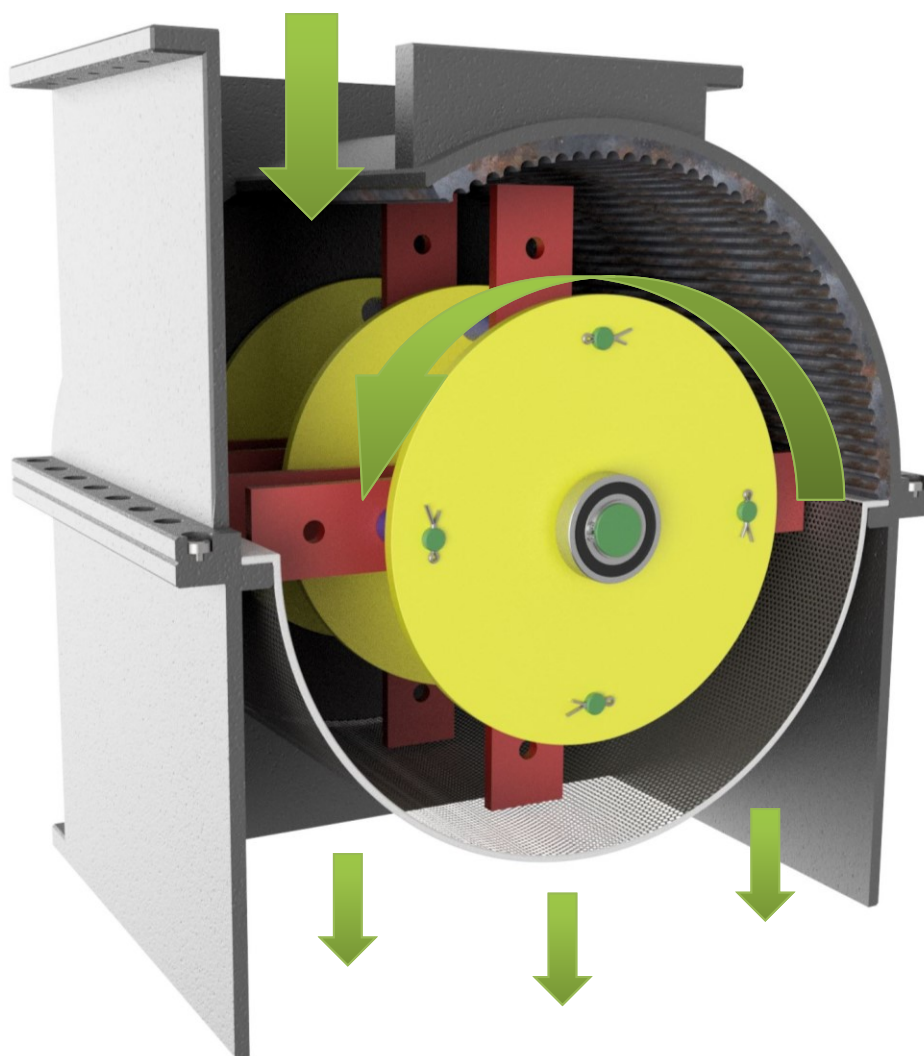
2.2 Konstrukční návrh drtícího mechanismu 2. stupně

Při návrhu drtícího mechanismu 2. stupně jsem vycházel zejména z požadavku na vlastnosti výsledného substrátu. Jeho bezpečné a efektivní zpracování v peletovacím lisu vyžaduje dostatečnou homogenitu směsi a velikost částic by neměla překročit hodnotu, která je specifická pro daný lis. Tyto vlastnosti taktéž zaručují výslednou kvalitu a soudržnost pelet. Z tohoto hlediska je nejvhodnějším řešením kladívkový drtič (viz obr. 27) Jeho konstrukce byla navržena na základě klasického konceptu kladívkového mechanismu, který se v podobných strojích používá. V tomto rychloběžném zařízení na vstupní materiál působí kombinace všech druhů namáhání, z nichž převládají zejména nárazy, roztírání a lom.

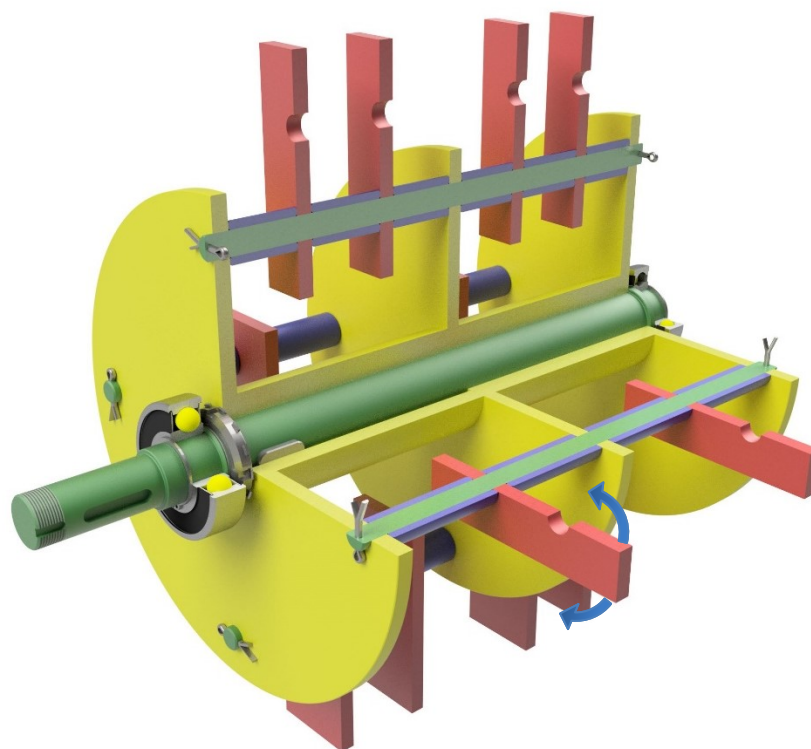


Obr. 27 Konstrukční řešení drtiče 2. stupně

Princip činnosti je patrný z obrázku 28. Detail rotoru je na obrázku 29. Vstupní materiál je drcen prudkými nárazy kladívek s relativně vysokou obvodovou rychlostí a odrážením od stěn drtiče. Tato kladívka jsou volně uložena na čepech (znázorněno zeleně), což brání zaseknutí stroje a případné rázy jsou výrazně utlumeny. Jejich správnou axiální polohu zajišťují vymezovací rozpěrné válečky (znázorněno modře). Čepy s kladívky jsou vsazeny do lamel rotoru (znázorněno žlutě). Díky vysokým otáčkám rotoru vzniká tzv. ventilační vír, který drť postupně promíchává a umožňuje její rovnoměrné rozmělnění. Zpomalovací plát umístěný na vnitřní straně bubnu zajišťuje dostatečný rozdíl mezi rychlostí částic ve víru a rychlostí kladívek. Pod rotorem je umístěno separační síto, které propustí pouze ty částice, které již dosáhly dostatečného stupně rozdrčení. Tím je dosažena homogenita výstupní frakce.



Obr. 28 Princip činnosti drtiče 2. stupně



Obr. 29 Detail rotoru v řezu

Nespornou výhodou tohoto principu drcení je nízká závislost na rozměrech vstupujícího materiálu, malá citlivost vůči vniknutí cizorodých předmětů a poměrně vysoká efektivita. To vše za cenu vyšší měrné spotřeby energie. Kladívka není nutné brousit a v případě opotřebení je lze snadno vyměnit.

2.2.1 Stanovení potřebného výkonu 2. stupně

Ačkoli se principiálně jedná o jednoduché zařízení, popsat kinematické a dynamické procesy během drcení v kladívkovém drtiči je velmi problematické. Základní silové poměry na zatížených kladívkách popisuje odborná literatura [3], nicméně veličiny potřebné pro výpočet výkonu lze stanovit pouze experimentálně a výrobci se při konstrukci kladívkových drtičů řídí empirickými vztahy.

Při stanovování potřebného výkonu jsem vycházel z teoretické maximální výkonnosti 1. stupně (viz rovnice 14), která odpovídá výkonnosti celého zařízení. Objem dřevní hmoty, která se odkrojí během 1 pracovního cyklu jsem vypočetl pomocí programu Autodesk Inventor 2019.

Objemová výkonnost:

$$q_v = \frac{60 \cdot n_1 \cdot V_{n_1}}{10^6} = \frac{60 \cdot 60 \cdot 553,8}{10^6} = 2 \quad [m^3/hod] \quad (14)$$

n_1 [ot/min] - otáčky nožového ústrojí 1. stupně

V_{n_1} [cm³] - teoretický objem zpracovaného materiálu za 1 otáčku

Typická hustota nejběžnějších dřevin se pohybuje v rozmezí 450 – 700 kg/m³. Celková teoretická hmotnostní výkonnost zařízení je tedy 900 – 1400 kg/hod. Minimální potřebný výkon jsem stanovil odhadem na základě porovnání výrobcem garantovaných parametrů kladívkového drtiče na biomasu STOZA ŠV 15 s vypočtenými hodnotami.

Tab. 2 Vybrané parametry kladívkového drtiče STOZA ŠV 15 [3]

Parametr:	Jednotka:	Hodnota:
Typ drtiče:	[–]	Kladívkový s vertikální osou rotace
Způsob pohonu:	[–]	elektromotor
Výkon motoru:	[kW]	15
Výkonnost zařízení	[kg/hod]	2200 - 3200



Obr. 30 Kladívkový drtič STOZA ŠV 15 [6]

Hodnotu potřebného minimálního výkonu drtiče 2. stupně jsem stanovil na 6,6 kW. Konečný výkon bude záviset na dostupných výkonových variantách motorů.

2.3 Návrh pohonu

Dle vypočtených výkonů jednotlivých stupňů jsem zvolil jako primární pohonnou jednotku třífázový asynchronní elektromotor s kotvou nakrátko značky SIEMENS (obr. 31). Ten bude oba stupně pohánět pomocí paralelně uspořádaných řemenových převodů.

Tab. 3 Parametry motoru [7]

Parametr:	Jednotka:	Hodnota:
Typ motoru:	[–]	1LA7163-4AA
Napájení:	[–]	230/400V - 50Hz
Počet pólů:	[–]	4
Jmenovité otáčky: n_M	[ot/min]	1460
Jmenovitý výkon: P_M	[kW]	11
Jmenovitý moment: M_M	[Nm]	72
Účinnost: η_M	[%]	88,5

Motor poskytuje určitou výkonovou rezervu, která bude využita pro 2. stupeň.



Obr. 31 Motor SIEMENS 1LA7163-4AA [22]

Pro dosažení požadovaných otáček 1. stupně je optimálním řešením řemenový převod v kombinaci s převodovkou. Vzhledem ke konstrukci uložení hřídele 1. stupně jsem zvolil převodovku značky TRAMEC s přírubou a dutým výstupním hřídelem (obr. 32). Převodový poměr byl zvolen tak, aby byl jeho podíl na celkovém převodu 1. stupně co největší.

Celkový převodový poměr 1. stupně

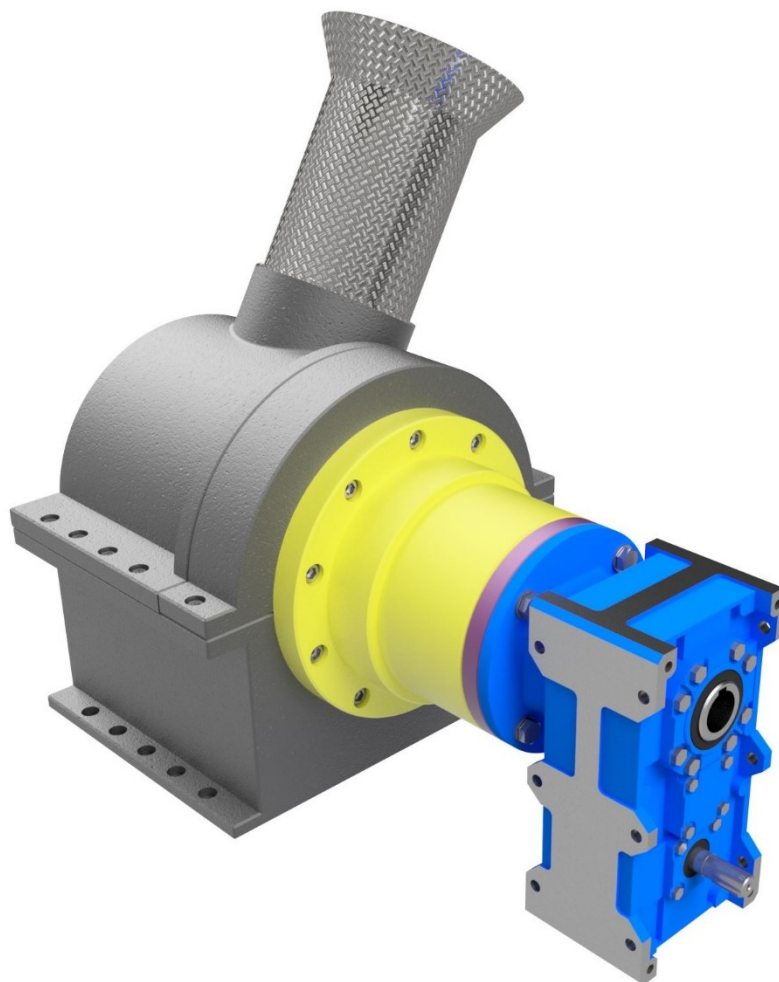
$$i_{1c} = \frac{n_M}{n_1} = \frac{1460}{60} = 24,333 \quad [-] \quad (15)$$

n_1 [ot/min] - otáčky nožového ústrojí 1. stupně

n_M [ot/min] - jmenovité otáčky motoru

Tab. 4 Parametry převodovky [21]

Parametr:	Jednotka:	Hodnota:
Typ převodovky:	[–]	TRAMEC ZA 80 B 20 VB H35 FLD
Převodový poměr: i_p	[–]	20,36
Maximální výstupní moment	[Nm]	1086
Účinnost: η_p	[%]	98



Obr. 32 Připojení převodovky k mechanismu 1. stupně

Z převodového poměru ze vztahu (15) a převodového poměru převodovky se vypočítá převod řemenového převodu pro 1. stupeň.

Potřebný převodový poměr řemenového převodu 1. stupně:

$$i_{1c} = i_p \cdot i_{rp1}$$

$$i_{rp1} = \frac{i_{1c}}{i_p} = \frac{24,333}{20,36} = 1,195 \quad [-] \quad (16)$$

$$i_p \quad [-] \quad - \text{převodový poměr převodovky}$$

Při výpočtu převodového poměru řemenového převodu 2. stupně jsem vycházel z doporučených hodnot obvodové rychlosti kladívek, která by se měla pohybovat v rozsahu 60 - 100 m/s [3]. Nejprve se vypočítají potřebné otáčky rotoru dle vztahu (17). Dále se potřebný převodový poměr získá ze vztahu (18).

Otáčky rotoru kladívkového drtiče:

$$n_2 = \frac{60 \cdot v_k}{2 \cdot \pi \cdot r_k} = \frac{60 \cdot 100}{2 \cdot \pi \cdot 0,46} = 2076 \quad [ot/min] \quad (17)$$

v_k [m/s] - obvodová rychlost kladívek

r_k [m] - poloměr otáčení kladívek

Potřebný převodový poměr řemenového převodu 2. stupně:

$$i_{rp2} = \frac{n_M}{n_2} = \frac{1460}{2076} = 0,703 \quad [-] \quad (18)$$

Jelikož jsou řemenové převody obou stupňů poháněny jedním motorem, jsou hnací řemenice umístěny na stejné ose (viz obr. 34). Celkové rozměry konstrukce 1. stupně s převodovkou bohužel neumožňují umístění obou hnacích řemenic na hřídel motoru. Tento problém byl vyřešen přidavným hřídelem, který je uložen v ložiskových tělesech připevněných k rámové konstrukci s možností posuvu ve směru napínání řemenů (viz obr. 34). S motorem je propojen vlnovcovou hřídelovou spojkou (viz obr. 33), která kompenzuje případnou nesouosost.

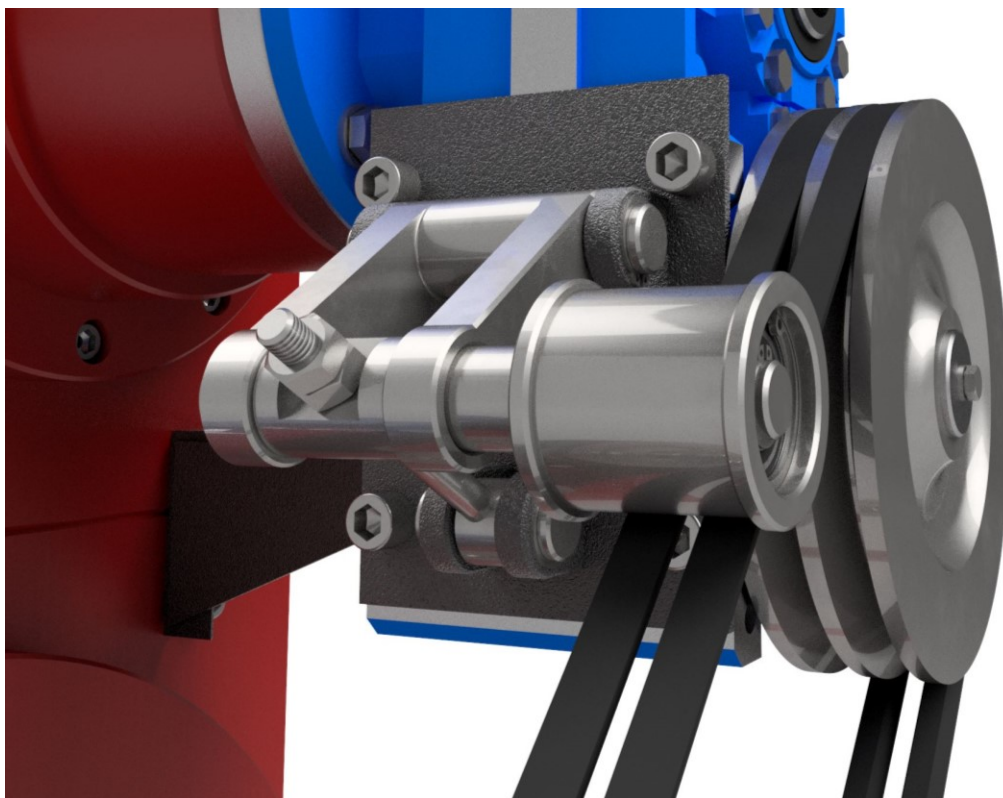


Obr. 33 Vlnovcová spojka SERVOPPLUS GSP 45 F35-F20 [23]

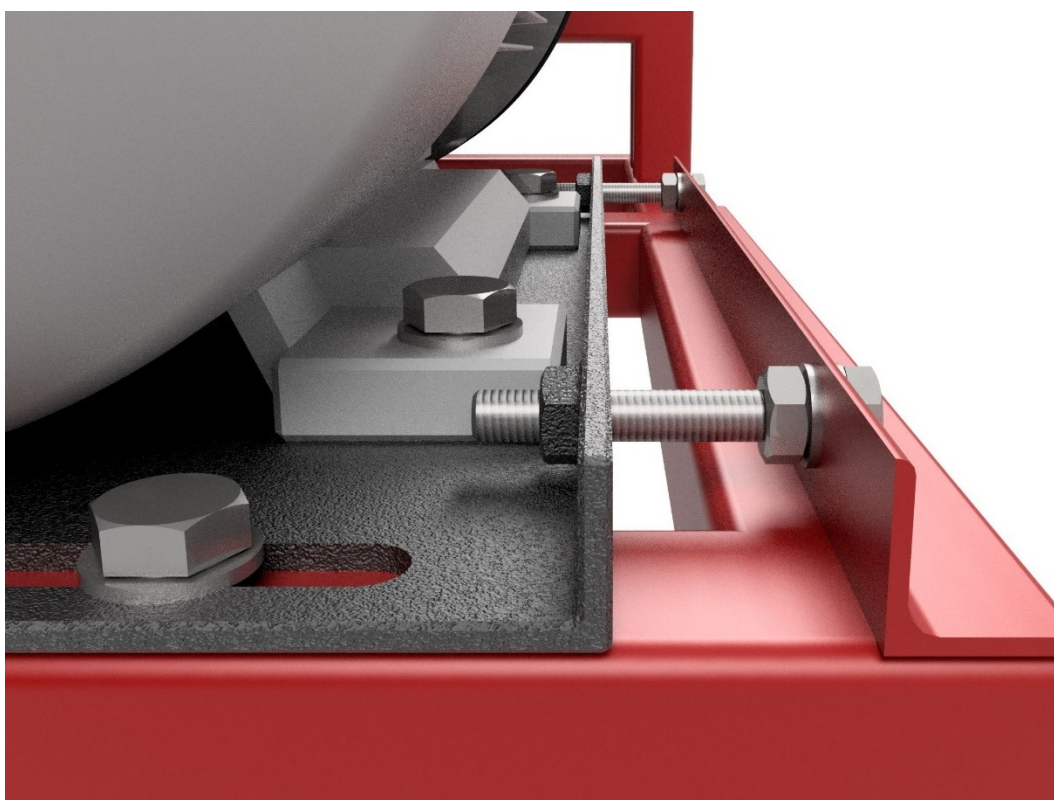


Obr. 34 Uspořádání pohonu zařízení

Napínání řemenů 1. stupně zajišťuje napínací kladka (viz obr. 35) a u 2. stupně napínací sáně, na kterých je motor umístěn (viz obr. 36). V případě přetížení či nečekaného zaseknutí stroje umožňují řemeny prokluz, čímž je zabráněno vážnějšímu poškození zařízení. Zároveň je systém pohonu lehce předimenzován, což umožňuje jednotlivým stupňům v případě nutnosti krátkodobě odebírat větší výkon, pokud je jeho celkový odběr nižší než výkon poskytovaný motorem. Podrobné výpočty řemenových převodů jsou obsaženy ve výpočtové zprávě v příloze C.



Obr. 35 Napínací kladka



Obr. 36 Napínací sáně

Zamýšlená finální podoba celého zařízení včetně bezpečnostních prvků (krytů) je vyobrazena na obr. 37 a obr. 38.



Obr. 37 Finální podoba drtiče s kryty

Zadní pohled (viz obr. 38) poskytuje pro větší názornost detail ústí výstupního otvoru, kudy propadává výsledná drť.



Obr. 38 Finální podoba drtiče s kryty – pohled zezadu

2.3.1 Alternativní pohon

Při práci v terénu nebo v případech, kdy je vyžadováno zpracování dřevní hmoty v místech, která se nenachází v blízkosti elektrické sítě, se využívají alternativní formy pohonu. Pro tyto potřeby by byl elektromotor nahrazen vlastním spalovacím benzínovým motorem. To by vyžadovalo drobné úpravy rámu pro dosažení správné osově výšky. Z důvodu odlišných jmenovitých otáček spalovacího motoru by dále byla nezbytná montáž jiných řemenic a jim odpovídajících řemenů. Konstrukční řešení alternativního pohonu by přesahovalo rámec bakalářské práce, tudíž na základě dohody s vedoucím bakalářské práce tento koncept již dále není podrobněji rozpracován.

3. Závěr

Na základě stanovených cílů je v úvodní části práce uvedena stručná rešerše popisující užívané principy desintegrace dřevní hmoty a rovněž poskytuje základní informace o konvenčních zařízeních, která jsou v současné době na trhu dostupná. Zařízení založené na navrhovaném principu dvoustupňové desintegrace se na trhu dosud nevyskytuje.

V následující kapitole je vypracován koncept celého zařízení. Vzhledem ke specifickému účelu a vlastnostem stroje byl vytvořen vlastní návrh nožového mechanismu 1. stupně, který je zde detailně rozpracován ve dvou provedeních. Po důkladném zvážení byla jako konečné řešení zvolena varianta B, která je výhodnější jak z hlediska průběhu řezného procesu, tak z hlediska charakteru namáhání, rázů a energetické náročnosti.

Pro určení potřebného výkonu 1. stupně byl vytvořen vlastní matematický postup založený na regresní analýze stávajícího zařízení, jenž využívá konvenčního drtícího mechanismu. Pro ověření správnosti výsledků bylo provedeno experimentální měření, při kterém bylo zjištěno, že naměřené hodnoty přibližně odpovídají hodnotám vypočteným. Po vyhodnocení požadavků na kvalitu a vlastnosti výstupního materiálu byl pro 2. stupeň vybrán kladívkový drtící mechanismus, jenž je zároveň méně citlivý vůči výkyvům zatížení a vniknutí cizorodých předmětů. Potřebný výkon 2. stupně byl určen odhadem na základě porovnání parametrů dostupných kladívkových drtičů.

Teoretická výkonnost 1. stupně činí $2 \text{ m}^3/\text{hod}$ a v poměru k výkonu je srovnatelná s výkonností konvenčních štěpkovačů. Celková výkonnost a měrná spotřeba energie pochopitelně závisí na stupni rozmělnění, který je u dvoustupňového drtiče výrazně vyšší.

Jednou z nejobtížnějších částí práce bylo navržení pohonu zařízení, a to z důvodu robustní konstrukce a jejího uspořádání. Stroj byl primárně navržen pro pohon asynchronním elektromotorem pomocí dvojice paralelně uspořádaných řemenových převodů a redukční převodovky, která je součástí 1. stupně. Řemenové převody zároveň slouží jako bezpečnostní prvek při případném zaseknutí stroje díky umožněnému prokluzu. Dále byl jen stručně nastíněn koncept alternativního pohonu pomocí spalovacího agregátu. V závěru práce je celé zařízení vyobrazeno ve své finální podobě tak, jak by mohlo vypadat ve skutečnosti.

Uvedené přílohy obsahují podrobné výpočty hřídele a trvanlivosti ložisek 1. stupně, dále výpočty řemenových převodů a výpočet přenosů kroutících momentů pomocí per. Součástí příloh je také výkresová dokumentace, která obsahuje výrobní výkres hřídele 1. stupně a výkres sestavy drtiče.

Cíle stanovené v úvodu práce byly bezezbytku splněny, avšak z důvodu přílišné obsáhlosti návrhu zde nejsou detailně dořešeny a vypočteny některé aspekty konstrukce. Bylo by nutné doladit mobilitu zařízení, vyřešit tvar a umístění nádoby pro odběr výsledné drti a instalovat mechanické a elektronické bezpečnostní prvky.

4. Seznam použité literatury a zdrojů

- [1] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. Strojnické tabulky: učebnice pro školy technického zaměření. Šesté vydání. Úvaly: Albra, 2017. ISBN 978-80-7361-111-8.
- [2] KALÁB, Květoslav. Části a mechanismy strojů - teorie + projekty [online]. Ostrava: VŠB – TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA, 2016 [cit. 2019-02-26]. Dostupné z: http://lms.vsb.cz/pluginfile.php/442715/mod_resource/content/2/E-PDF.pdf
- [3] SOUČEK, Jiří. Drtiče, štěpkovače a řezačky pro úpravu rostlinné biomasy. Praha: Výzkumný ústav zemědělské techniky, 2008. ISBN 978-80-86884-31-8.
- [4] BOHÁČEK, F. Části a mechanismy strojů II - Hřídele, tribologie, ložiska. Brno: VUT Brno, 1987, 213 s., ISBN 55-581-87.
- [5] KALÁB, Květoslav. NÁVRH A VÝPOČET DYNAMICKY NAMÁHANÉHO ŠROUBU KRUHOVÉHO PŘÍRUBOVÉHO SPOJE: Vysokoškolská příručka [online]. [cit. 2019-05-16]. Dostupné z: <https://www.fs.vsb.cz/export/sites/fs/347/.content/files/predmety/kal01/prirucka-dynamickysroub2018.pdf>
- [6] UŠŤAK, Sergej, Jan ŠINKO a Roman HONZÍK. Možnosti energetického využití dřeva z prořezu jabloní a některých dalších ovocných dřevin. Praha: Výzkumný ústav rostlinné výroby, 2016. ISBN isbn978-80-7427-225-7.
- [7] SIEMENS s.r.o.: Katalog - Trojfázové asynchronní motory nakrátko, zavřené 1LA7 [online]. In: . [cit. 2019-05-14]. Dostupné z: <https://www.elprim.cz/katalogy/1LA7.pdf>
- [8] BOHÁČ, Pavel. Drtič dřevního odpadu [online]. Ostrava, 2017 [cit. 2019-04-02]. Dostupné z: <http://hdl.handle.net/10084/117610>. Diplomová práce. Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava.
- [9] Der Bauhaus: Stiga Elektro-Leisehäcksler Bio Silent 2500 [online]. In: . [cit. 2019-03-31]. Dostupné z: <https://www.bauhaus.at/haecksler/stiga-elektro-leisehaecksler-bio-silent-2500/p/25399659>

- [10] Agrocar s.r.o.: Bubnový štěpkovač JENSEN JT600 [online]. In: . [cit. 2019-03-31]. Dostupné z: <http://www.agrocar.cz/lesni-hospodarstvi/drtice-a-stepkovace-dreva/stepkovace-pro-komunalni-a-lesni-hospodarstvi/bubnovy-stepkovac-jensen-jt/>
- [11] Štěpkovače URBAN: Štěpkovací ústrojí [online]. In: . [cit. 2019-04-01]. Dostupné z: <https://www.stepkovac.com/informace-a-rady/princip-a-vyhody-nasi-konstrukce/>
- [12] Štěpkovače URBAN: URBAN SM70 [online]. In: . [cit. 2019-04-01]. Dostupné z: <https://www.stepkovac.com/urban-sm70-s-jednoduchym-pytlovacem-na-raslove-pytle-83143.html>
- [13] GreenGain.eu: Diskový štěpkovač LINDDANA TP 270 [online]. In: . [cit. 2019-04-01]. Dostupné z: <https://greengain.eu/cs/2015/09/23/stroje-zpracovavajici-odpadni-drevni-biomasu-z-udrzby-verejne-zelene-na-drevni-stepku/>
- [14] Bystroň Integrace s.r.o.: PIRANA 11KW [online]. In: . [cit. 2019-04-01]. Dostupné z: <http://www.bystron.cz/produkty/kategorie/1/stepkovace/40/s-elektromotorem/vyrobek/20/pirana-11kw/>
- [15] Bystroň Integrace s.r.o.: Štěpkovač BARAKUDA [online]. In: . [cit. 2019-04-01]. Dostupné z: <http://www.bystron.cz/produkty/kategorie/1/stepkovace/94/za-traktor/vyrobek/12/barakuda-s-pripojenim-vlecky/>
- [16] WAGNER SHREDDER: TWIN SHAFT SHREDDER WTS800 [online]. In: . [cit. 2019-04-02]. Dostupné z: <http://www.wagner-shredder.com/en/shredder/twin-shaft-shredder-wts-800/>
- [17] Vše pro pelety: Kladívkový drtič KD2 [online]. In: . [cit. 2019-04-02]. Dostupné z: <http://vsepropelety.cz/kladivkove-drtice/gallery/kladivkove-drtice-kd2-komplet/>
- [18] PROMA CZ: MZD-13/102 - Motorový zahradní drtič [online]. In: . [cit. 2019-05-11]. Dostupné z: <https://www.promacz.cz/mzd-13102---motorovy-zahradni-drtic.html>
- [19] Štěpkovače URBAN: URBAN EM110 SE SKLÁDACÍM DOPRAVNÍKEM 4,1 M [online]. In: . [cit. 2019-05-12]. Dostupné z: <https://www.stepkovac.com/urban-em110-se-skladacim-dopravnikem-4-1-m-83218.html>

- [20] Štěpkovače URBAN: SADA NOŽŮ PRO ŘADU "110" [online]. In: . [cit. 2019-05-12]. Dostupné z: <https://www.stepkovac.com/sada-nozu-pro-radu-110-83167.html>
- [21] TRAMEC Srl: PARALLEL GEAR SHAFT UNITS - SERIES Z [online]. In: . [cit. 2019-05-14]. Dostupné z: <https://www.tramec.it/en-us/products/parallel-gear-shaft-units.aspx?idC=61688&idO=11267&LN=en-US>
- [22] Ebay: 1LA7163-4AA10 Siemens 11kW Elektromotor 1500rpm 230/400V [online]. In: . [cit. 2019-05-14]. Dostupné z: https://backend.247industries.com/media/catalog/product/I/M/IMG_2838.jpg
- [23] TYMA CZ: Vlnovcové spojky SIT SERVOPLUS [online]. In: . [cit. 2019-05-14]. Dostupné z: <https://www.tyma.cz/img/profil-servoplus.jpg>
- [24] EFatigue: Stress Concentration Factor Finder [online]. [cit. 2019-05-15]. Dostupné z: <https://www.efatigue.com/constantamplitude/stressconcentration/#a>

5. Seznam příloh

Výpočtová dokumentace:

- Příloha A – Výpočet hřídele 1. stupně
- Příloha B – Výpočet trvanlivosti ložisek 1. stupně
- Příloha C – Výpočet řemenových převodů
- Příloha D – Výpočet přenosů kroutících momentů

Výkresová dokumentace:

- Výrobní výkres hřídele 1. stupně
- Výkres sestavy drtiče

Přiložené CD:

- 3D model finální sestavy
- Výkresová dokumentace
- Textová dokumentace

Příloha A – Výpočet hřídele 1. stupně

1. Zatížení hřídele

Řezná síla a její složky byly vypočteny v kapitole 2.1.4. Výpočet sil a momentů působících na hřídel je uveden v kapitole 2.1.5.

Tab. 1 Síly a momenty působící na hřídel

Veličina:	Jednotka:	Hodnota:
Axiální síla: F_A	[N]	18 594,8
Tečná síla: F_T	[N]	3650
Kroutící moment: T_1	[Nm]	547,5
Ohybový moment od axiální síly: M_{OF_A}	[Nm]	2789,2
Ohybový moment od tečné síly: M_{OF_T}	[Nm]	501,9

1.1 Stanovení minimálního průměru hřídele z namáhání v krutu:

S ohledem na fakt, že výrobci převodovek dimenzují výstupní hřídele na napětí v krutu překračující 80 MPa, zvolil jsem maximální přípustnou hodnotu dovoleného napětí v krutu dle literatury [2]. Zvolený materiál hřídele je ocel 11 600.

Minimální průměr hřídele:

$$d'_1 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 10^3 \cdot T_1}{\pi \cdot \tau_d}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 10^3 \cdot 547,5}{\pi \cdot 25}} = 48,1 \quad [mm] \quad (1)$$

T_1 [Nm] - kroutící moment na hřídeli 1. stupně drtiče

τ_d [MPa] - dovolené napětí v krutu

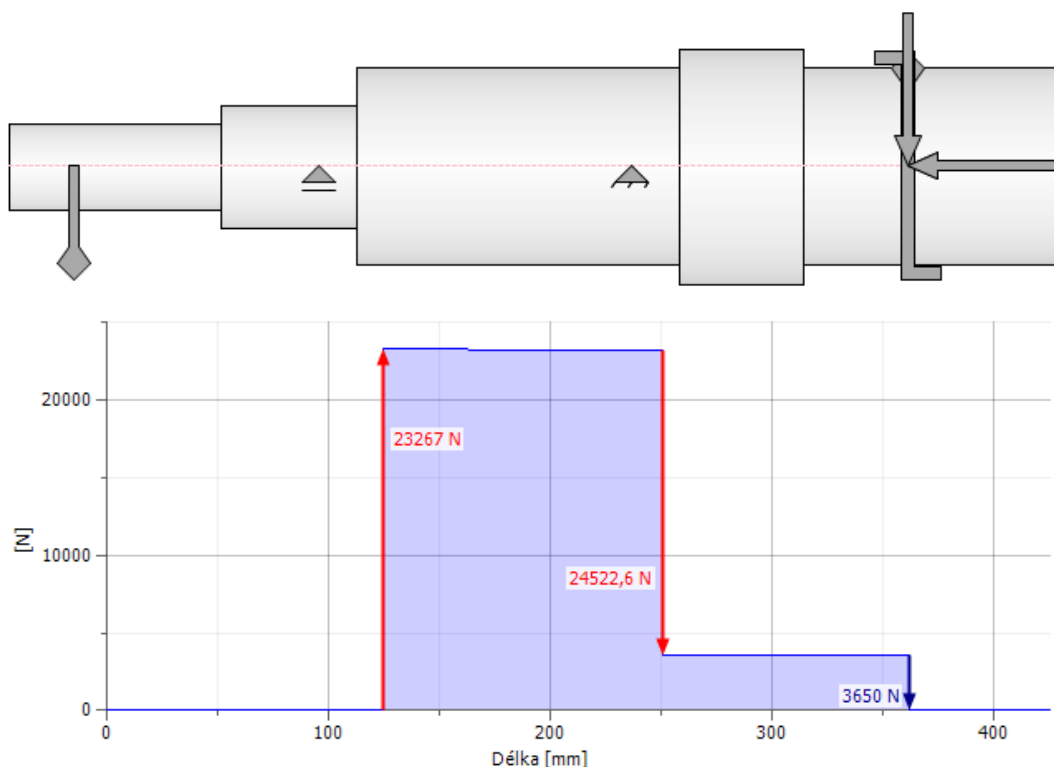
1.2 Výpočet reakcí a vnitřních statických účinků

Výpočty reakčních sil v podporách, ohybových momentů, posouvajících sil, napětí a jejich průběhy byly provedeny v programu Autodesk Inventor 2019.

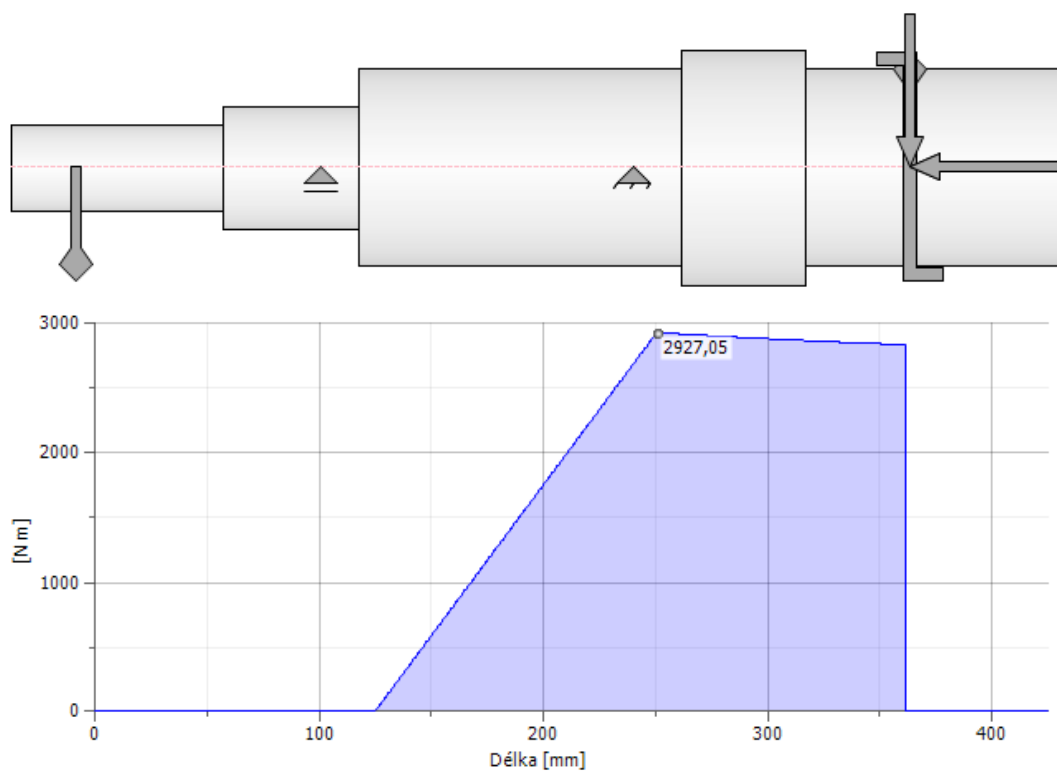
Tab. 2 Výsledky výpočtů programu Autodesk Inventor 2019

Parametr	Jednotka	Hodnota
Výsledná reakce ve volné podpoře v radiálním směru: R_A	[N]	23 267
Výsledná reakce v pevné podpoře v radiálním směru: R_B	[N]	24 522,6
Výsledná reakce v pevné podpoře v axiálním směru: R_{Bx}	[N]	18 594,8
Maximální napětí v ohybu: σ_{Omax}	[MPa]	58,2
Maximální smykové napětí: τ_{Smax}	[MPa]	11,8
Maximální napětí v krutu: τ_{Kmax}	[MPa]	65
Maximální napětí v tahu: σ_{Tmax}	[MPa]	3,7
Maximální redukované napětí dle Guesta: σ_{red}	[MPa]	130,1
Maximální průhyb: δ_{max}	[μm]	133,9
Maximální úhel natočení: φ_{max}	[°]	0,055

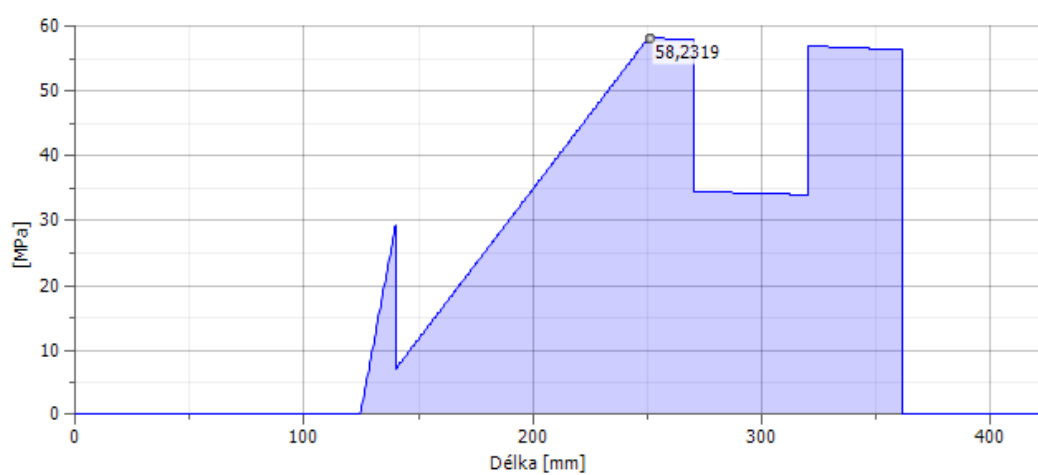
Vnitřní statické účinky jsou patrné z obr. 1 – 9.



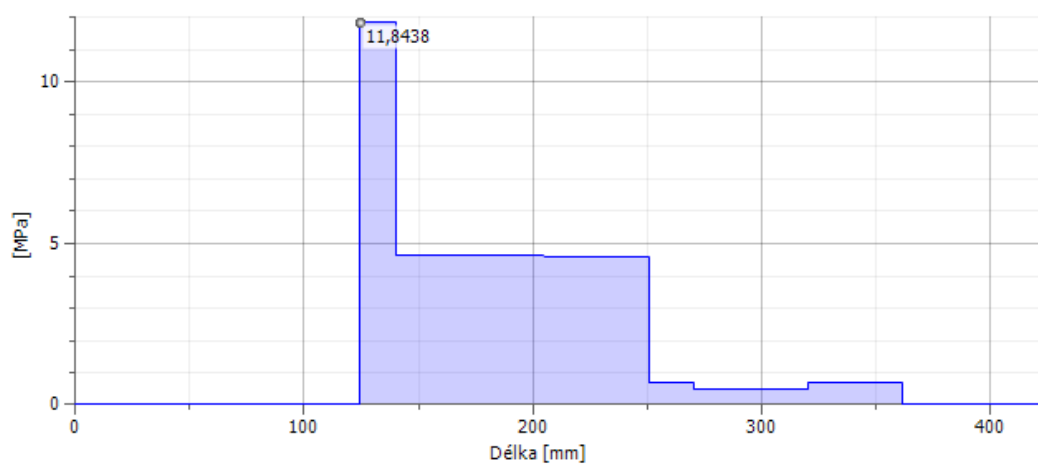
Obr. 1 Průběh smykové síly



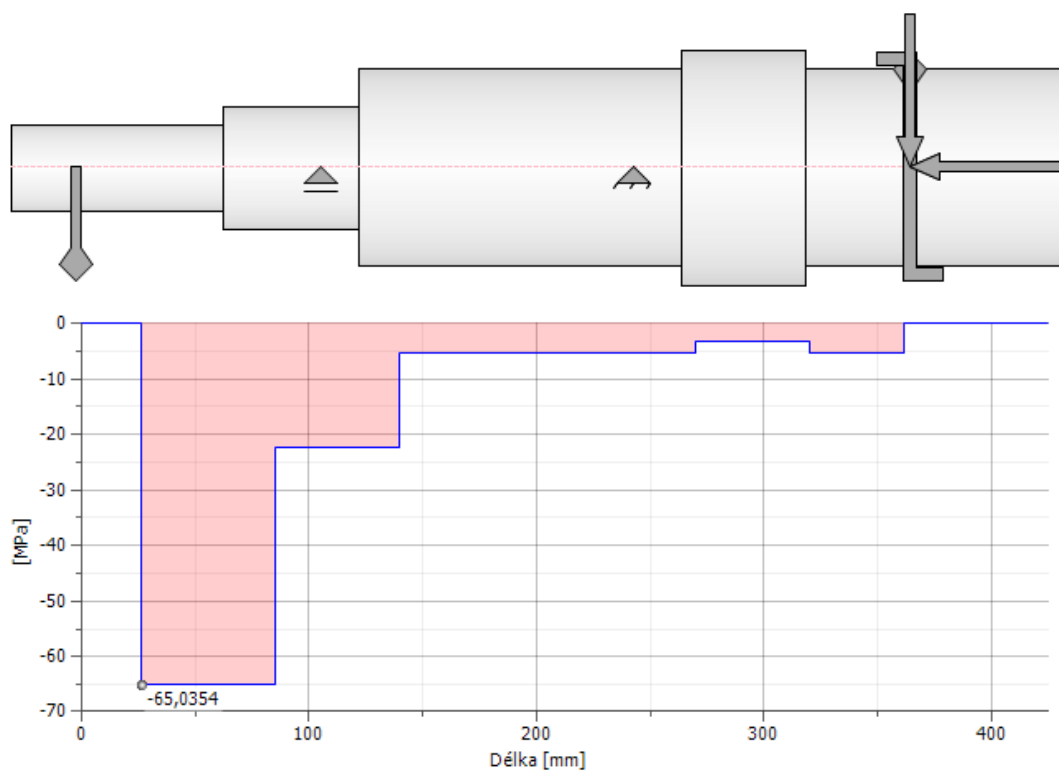
Obr. 2 Průběh ohybového momentu



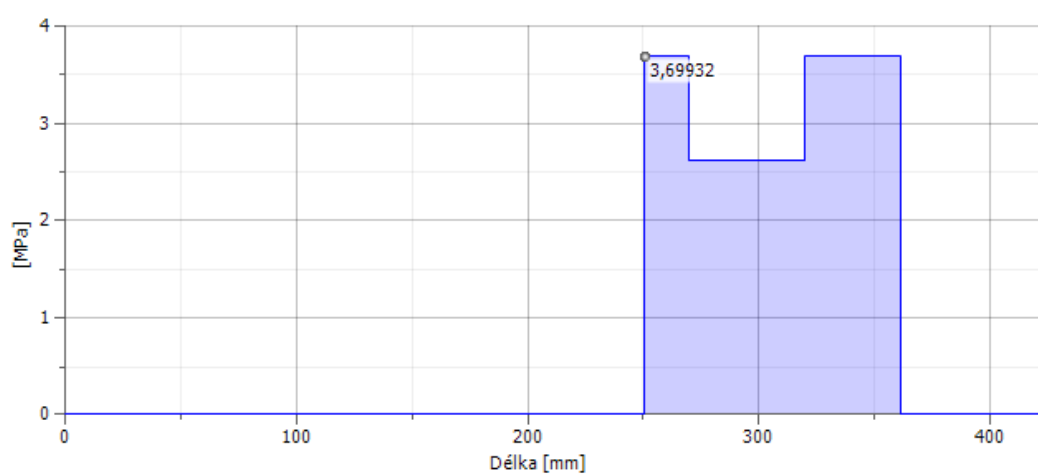
Obr. 3 Průběh napětí v ohybu



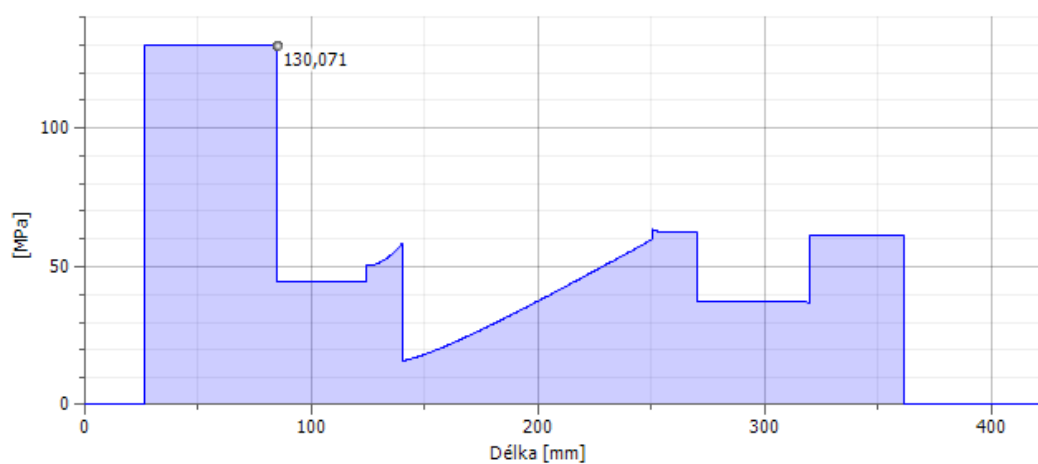
Obr. 4 Průběh smykového napětí



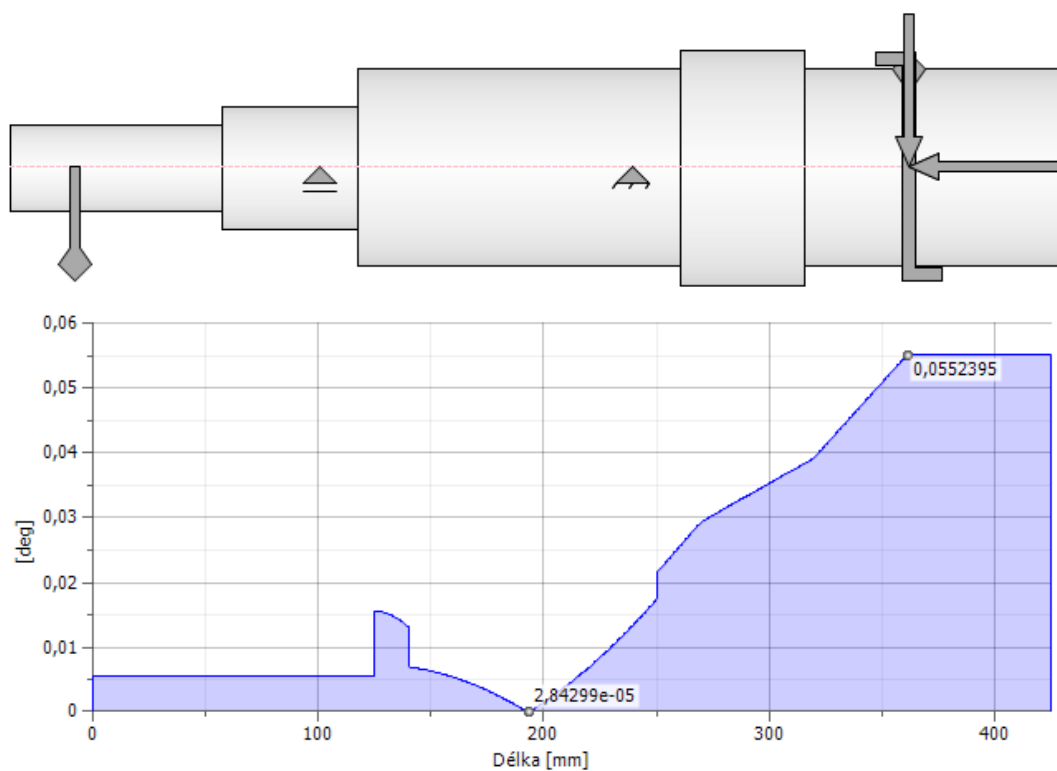
Obr. 5 Průběh napětí v krutu



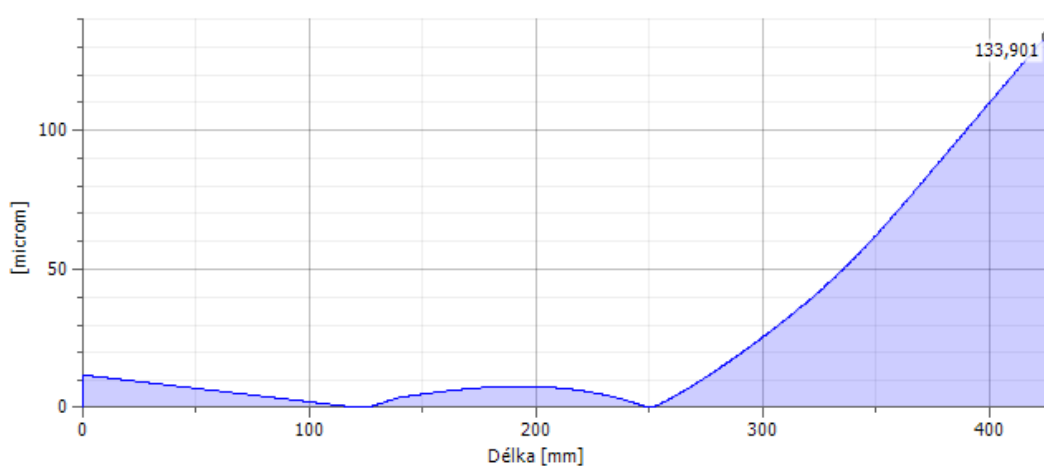
Obr. 6 Průběh napětí v tahu



Obr. 7 Průběh redukovaného napětí



Obr. 8 Průběh úhlu natočení



Obr. 9 Průběh celkového průhybu

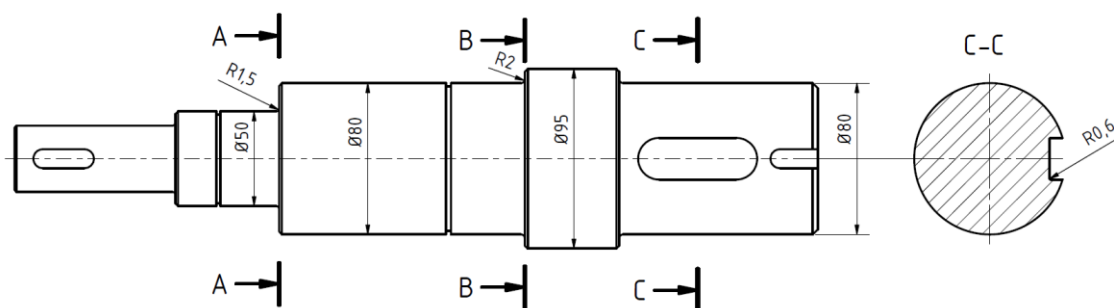
1.3 Kontrola natočení v ložiskách

Dle odborné literatury [4] je maximální přípustné natočení v kuličkových ložiskách $\varphi_{kl} = 0,17^\circ$. Maximální hodnota natočení hřídele $\varphi_{max} = 0,055^\circ$, z čehož vyplývá, že navržený hřídel z tohoto hlediska vyhovuje.

2. Bezpečnost hřídele

2.1 Stanovení kritických míst a průřezů

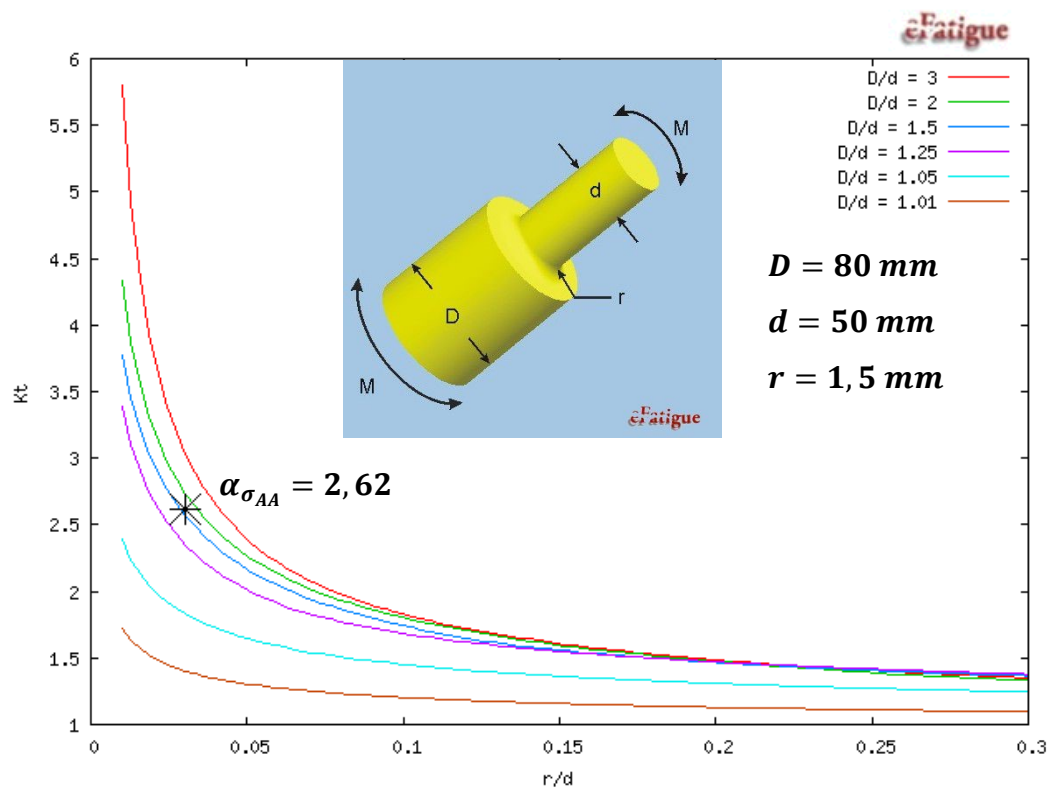
Před zahájením statické kontroly hřídele je nutné stanovit kritická místa s největším vrubovým účinkem. Drážka pro pero umístěná na levém konci hřídele, následné osazení a drážka pro pojistný kroužek nejsou podrobeny statické kontrole, jelikož je v těchto místech hřídel namáhán pouze krutem (viz obr. 1 – 9). Dále není statické kontrole podrobena místo s drážkou pro pojistný kroužek umístěný ve střední části hřídele a drážka pro pojistnou MB podložku umístěná na pravém konci hřídele, jelikož způsobují nižší vrubový účinek než ostatní kontrolovaná místa. Ze dvou shodných osazení, která navazují na nejširší část hřídele, je statické kontrole podrobena místo B, jelikož zde dosahuje ohybové napětí vyšší hodnoty. Všechna kritická místa podrobená kontrole jsou znázorněna na obr. 10.



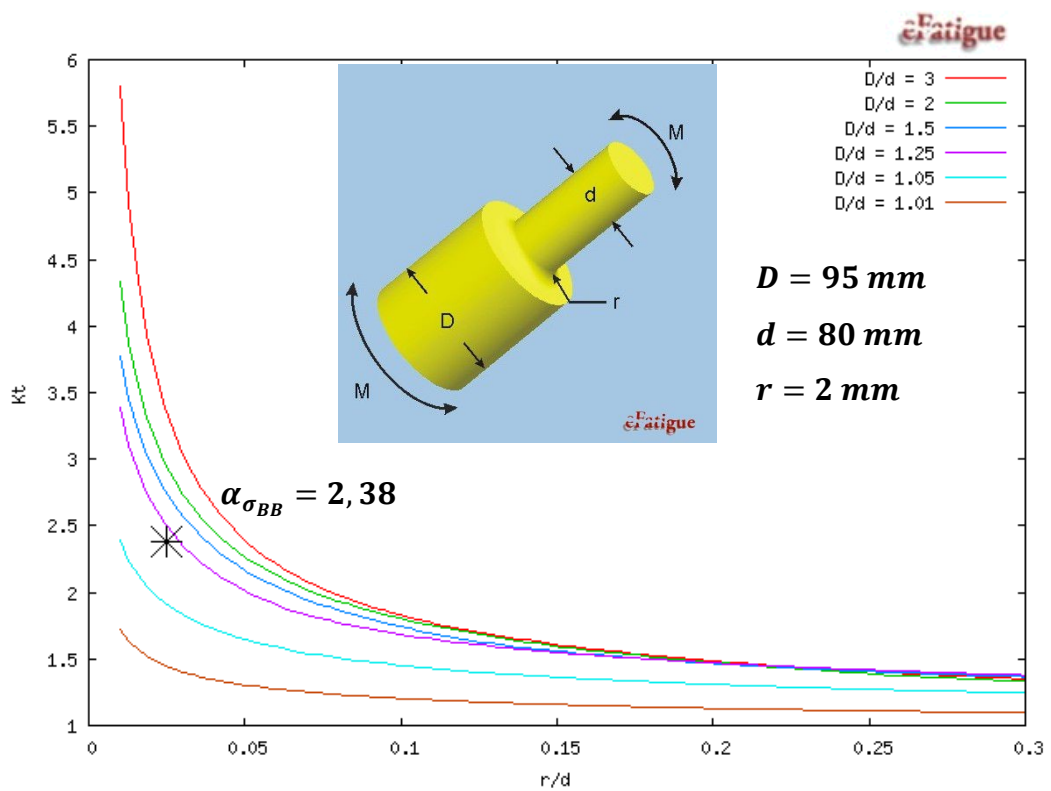
Obr. 10 Znázornění kritických míst a průřezů

2.2 Stanovení součinitelů koncentrace napětí

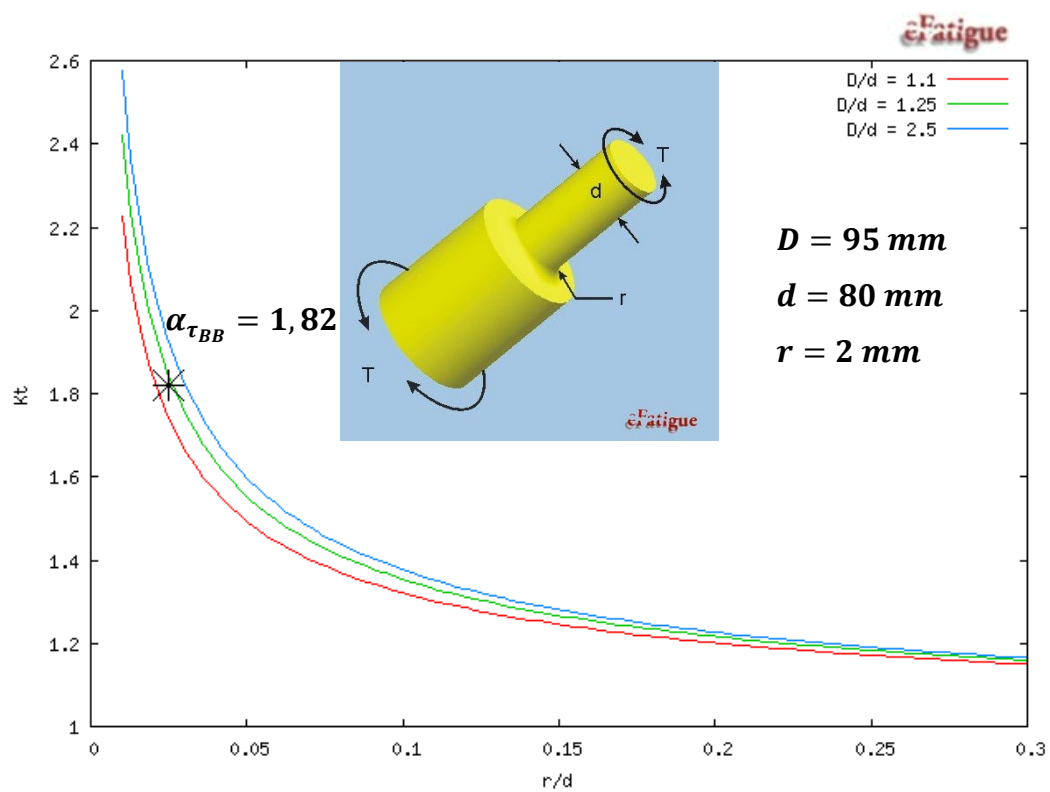
Stanovení tvarových součinitelů pro jednotlivá místa je značně problematické. Diagramy součinitelů koncentrace napětí pro všechny typy vrubů lze v odborné literatuře nalézt jen stěží a při jejich určování dochází k nepřesnostem. Určení součinitelů bylo provedeno pomocí aplikace Stress Concentration Factor Finder na stránkách eFatigue.com (viz obr. 11 – 15), kde jsou diagramy podle Petersona převedeny do interaktivní digitální podoby. Součinitel v místě A pro krut byl určen dle literatury [4].



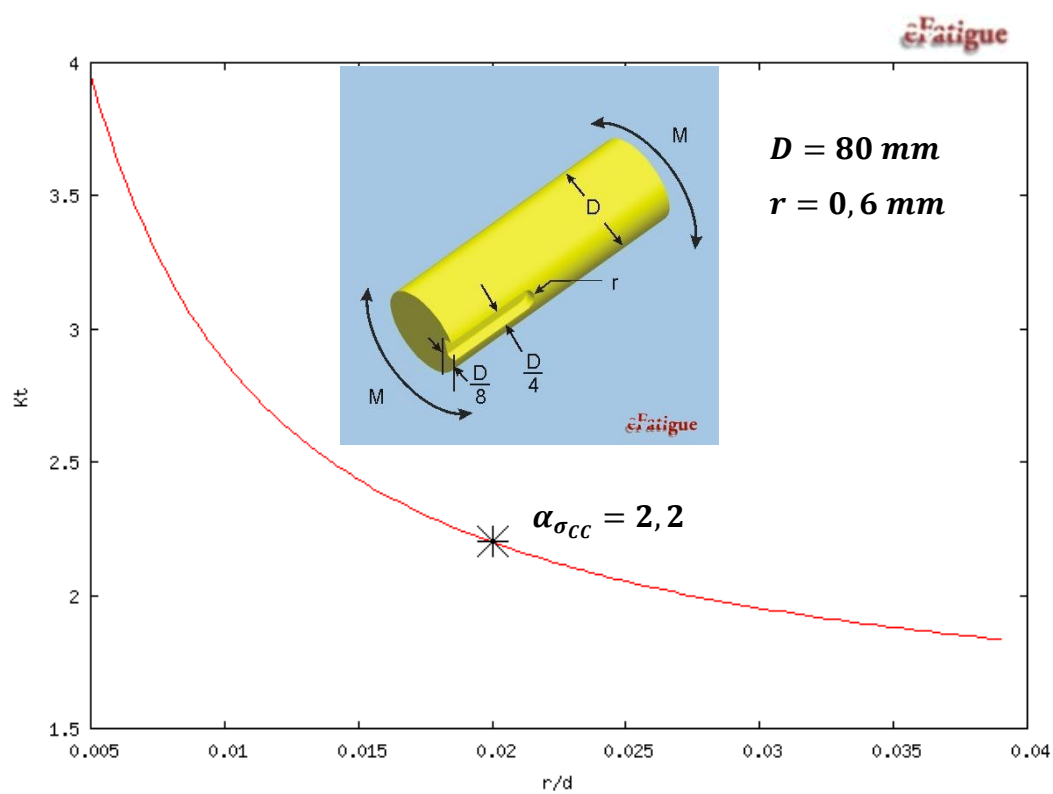
Obr. 11 Stanovení tvarového součinitele v ohybu pro místo A [24]



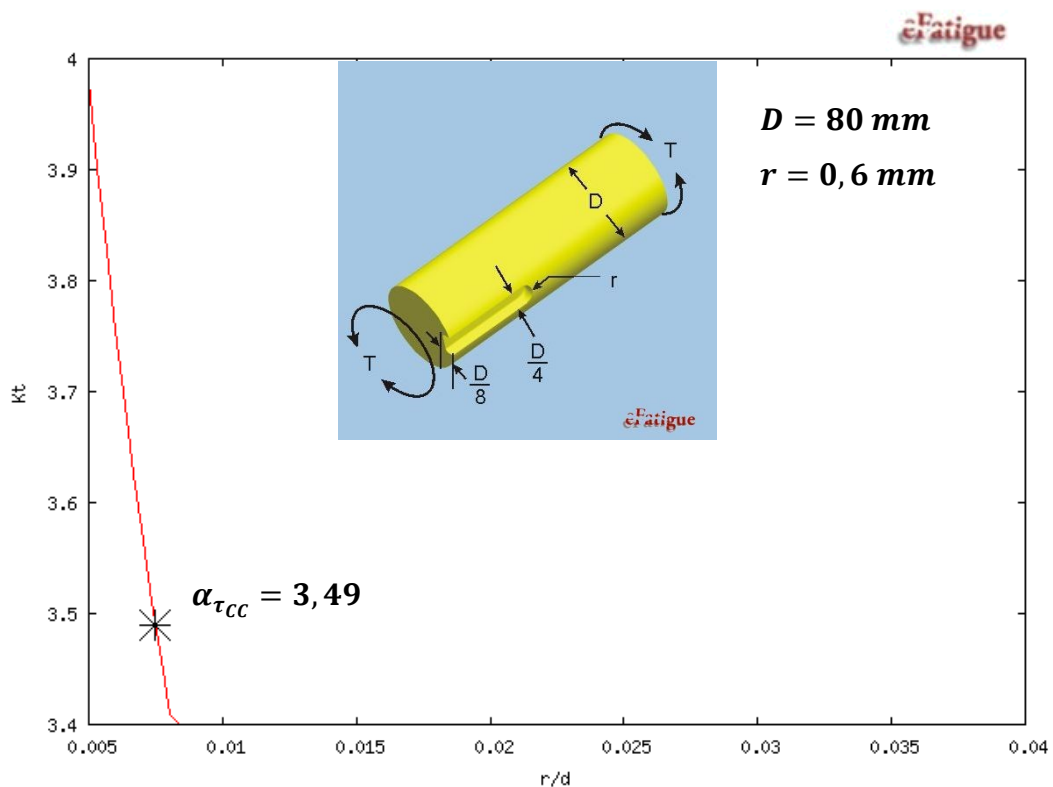
Obr. 12 Stanovení tvarového součinitele v ohybu pro místo B [24]



Obr. 13 Stanovení tvarového součinitele v krutu pro místo B [24]



Obr. 14 Stanovení tvarového součinitele v ohybu pro místo C [24]



Obr. 15 Stanovení tvarového součinitele v krutu pro místo C [24]

Tab. 3 Součinitelé koncentrace napětí v kritických místech

Kritické místo	Tvarový součinitel pro ohyb: α_σ	Tvarový součinitel pro krut: α_τ
Průřez A-A	2,62	1,95
Průřez B-B	2,38	1,82
Průřez C-C	2,2	3,49

2.3 Statická kontrola hřídele

Ohybové napětí v místě A-A:

$$\sigma_{oAA} = \sigma_{oAA} \cdot K_A \cdot \alpha_{\sigma AA} = 29,3 \cdot 1,5 \cdot 2,62 = 115,1 \quad [MPa] \quad (2)$$

Smykové napětí v místě A-A:

$$\tau_{sAA} = \tau_{sAA} \cdot K_A \cdot \alpha_{\tau AA} = 22,3 \cdot 1,5 \cdot 1,95 = 65,2 \quad [MPa] \quad (3)$$

Redukované napětí v místě A-A:

$$\sigma_{redAA} = \sqrt{\sigma_{oAA}^2 + 4 \cdot \tau_{sAA}^2} = \sqrt{76,8^2 + 4 \cdot 43,5^2} = 174 \quad [MPa] \quad (4)$$

Součinitel statické bezpečnosti pro místo A-A:

$$k_{sAA} = \frac{R_{e11600}}{\sigma_{redAA}} = \frac{325}{174} = 1,9 \quad [-] \quad (5)$$

Ohybové napětí v místě B-B:

$$\sigma_{oBBs} = \sigma_{oBB} \cdot K_A \cdot \alpha_{\sigma BB} = 57,8 \cdot 1,5 \cdot 2,38 = 206,3 \quad [MPa] \quad (6)$$

Smykové napětí v místě B-B:

$$\tau_{sBBs} = \tau_{sBB} \cdot K_A \cdot \alpha_{\tau BB} = 5,4 \cdot 1,5 \cdot 1,82 = 14,7 \quad [MPa] \quad (7)$$

Redukované napětí v místě B-B:

$$\sigma_{redBB} = \sqrt{\sigma_{oBBs}^2 + 4 \cdot \tau_{sBBs}^2} = \sqrt{206,3^2 + 4 \cdot 14,7^2} = 208,4 \quad [MPa] \quad (8)$$

Součinitel statické bezpečnosti pro místo B-B:

$$k_{sBB} = \frac{R_{e11600}}{\sigma_{redBB}} = \frac{325}{208,4} = 1,6 \quad [-] \quad (9)$$

Ohybové napětí v místě C-C:

$$\sigma_{oCCs} = \sigma_{oCC} \cdot K_A \cdot \alpha_{\sigma CC} = 56,8 \cdot 1,5 \cdot 2,2 = 187,4 \quad [MPa] \quad (10)$$

Smykové napětí v místě C-C:

$$\tau_{sCCs} = \tau_{sCC} \cdot K_A \cdot \alpha_{\tau CC} = 5,4 \cdot 1,5 \cdot 3,49 = 28,3 \quad [MPa] \quad (11)$$

Redukované napětí v místě C-C:

$$\sigma_{redCC} = \sqrt{\sigma_{oCCs}^2 + 4 \cdot \tau_{sCCs}^2} = \sqrt{187,4^2 + 4 \cdot 28,3^2} = 195,8 \quad [MPa] \quad (12)$$

Součinitel statické bezpečnosti pro místo C-C:

$$k_{sBB} = \frac{R_{e11600}}{\sigma_{redCC}} = \frac{325}{195,8} = 1,7 \quad (13)$$

K_A $[-]$ - dynamický součinitel

Statická bezpečnost by se měla v ideálním případě pohybovat v rozmezí 1,5 – 2. Hřídel z tohoto hlediska plně vyhovuje.

2.4 Dynamická kontrola hřídele

Součinitelé a parametry potřebné pro dynamickou kontrolu byly určeny na základě literatury [4], [5].

Tab. 4 Parametry a součinitele

Součinitel/parametr:	A-A	B-B	C-C
Mez pevnosti pro materiál 11 600: R_{m11600}	710 MPa		
Mez únavy v ohybu: $\sigma_{Co11600} = 0,49 \cdot R_{m11600}$	347,9 MPa		
Poissonova konstanta pro ocel v pružném stavu: μ	0,3		
Materiálová konstanta vyjadřující velikost zrna: ρ^x	0,1		
Součinitel jakosti povrchu: ε_p	0,88	0,88	0,86
Součinitel velikosti: ϑ_σ	0,55	0,49	0,49

Vrubový součinitel v místě A-A:

$$\beta_{\sigma AA} = \alpha_{\sigma AA} \cdot \sqrt{\frac{R_{AA}}{R_{AA} + \frac{2-\mu}{1-\mu} \cdot \rho^x}} = 2,62 \cdot \sqrt{\frac{1,5}{1,5 + \frac{2-0,3}{1-0,3} \cdot 0,1}} = 2,43 \quad [-] \quad (14)$$

Mez únavy součásti v místě A-A:

$$\sigma_{Co11600AA}^* = \sigma_{Co11600} \cdot \frac{\varepsilon_{pAA} \cdot \vartheta_{\sigma AA}}{\beta_{\sigma AA}} = 294 \cdot \frac{0,88 \cdot 0,55}{2,43} = 69,3 \quad [MPa] \quad (15)$$

Amplituda napětí v ohybu v místě A-A:

$$\sigma_{aoAA} = \sigma_{oAA} = 29,3 \quad [MPa] \quad (16)$$

Součinitel dynamické bezpečnosti v místě A-A:

$$k_{d\sigma AA} = \frac{\sigma_{Co11600AA}^*}{\sigma_{aoAA}} = \frac{69,3}{29,3} = 2,4 \quad [-] \quad (17)$$

Součinitel statické bezpečnosti v místě A-A:

$$k_{s\tau AA} = \frac{0,577 \cdot R_{e11600}}{\tau_{SAAs}} = \frac{0,577 \cdot 325}{22,3} = 8,4 \quad [-] \quad (18)$$

Výsledná bezpečnost v místě A-A:

$$k_{vAA} = \frac{k_{d\sigma AA} \cdot k_{s\tau AA}}{\sqrt{k_{d\sigma AA}^2 + k_{s\tau AA}^2}} = \frac{2,4 \cdot 8,4}{\sqrt{2,4^2 + 8,4^2}} = 2,3 \quad [-] \quad (19)$$

Vrubový součinitel v místě B-B:

$$\beta_{\sigma BB} = \alpha_{\sigma BB} \cdot \sqrt{\frac{R_{BB}}{R_{BB} + \frac{2-\mu}{1-\mu} \cdot \rho^x}} = 2,38 \cdot \sqrt{\frac{2}{2 + \frac{2-0,3}{1-0,3} \cdot 0,1}} = 2,2 \quad [-] \quad (20)$$

Mez únavy současti v místě B-B:

$$\sigma_{Co11600BB}^* = \sigma_{Co11600} \cdot \frac{\varepsilon_{pBB} \cdot \vartheta_{\sigma BB}}{\beta_{\sigma BB}} = 347,9 \cdot \frac{0,88 \cdot 0,49}{2,2} = 68,2 \quad [MPa] \quad (21)$$

Amplituda napětí v ohybu v místě B-B:

$$\sigma_{aoBB} = \sigma_{oBB} = 57,8 \quad [MPa] \quad (22)$$

Součinitel dynamické bezpečnosti v místě B-B:

$$k_{d\sigma BB} = \frac{\sigma_{Co11600BB}^*}{\sigma_{aoBB}} = \frac{68,2}{57,8} = 1,2 \quad [-] \quad (23)$$

Součinitel statické bezpečnosti v místě B-B:

$$k_{stBB} = \frac{0,577 \cdot R_{e11600}}{\tau_{sBBs}} = \frac{0,577 \cdot 325}{5,4} = 34,7 \quad [-] \quad (24)$$

Výsledná bezpečnost v místě B-B:

$$k_{vBB} = \frac{k_{d\sigma BB} \cdot k_{stBB}}{\sqrt{k_{d\sigma BB}^2 + k_{stBB}^2}} = \frac{1,2 \cdot 34,7}{\sqrt{1,2^2 + 34,7^2}} = 1,2 \quad [-] \quad (25)$$

Vrubový součinitel místa C-C:

$$\beta_{\sigma CC} = \alpha_{\sigma CC} \cdot \sqrt{\frac{R_{CC}}{R_{CC} + \frac{2-\mu}{1-\mu} \cdot \rho^x}} = 2,2 \cdot \sqrt{\frac{0,6}{0,6 + \frac{2-0,3}{1-0,3} \cdot 0,1}} = 1,9 \quad [-] \quad (26)$$

Mez únavy současti v místě C-C:

$$\sigma_{Co11600CC}^* = \sigma_{Co11600} \cdot \frac{\varepsilon_{pCC} \cdot \vartheta_{\sigma CC}}{\beta_{\sigma CC}} = 347,9 \cdot \frac{0,86 \cdot 0,49}{1,9} = 77,2 \quad [MPa] \quad (27)$$

Amplituda napětí v ohybu v místě C-C:

$$\sigma_{aoCC} = \sigma_{oCC} = 56,8 \quad [MPa] \quad (28)$$

Součinitel dynamické bezpečnosti v místě C-C:

$$k_{d\sigma CC} = \frac{\sigma_{Co11600CC}^*}{\sigma_{aoCC}} = \frac{77,2}{56,8} = 1,4 \quad [-] \quad (29)$$

Součinitel statické bezpečnosti v místě C-C:

$$k_{s\tau BB} = \frac{0,577 \cdot R_{e11600}}{\tau_{sCCs}} = \frac{0,577 \cdot 325}{5,4} = 34,7 \quad [-] \quad (30)$$

Výsledná bezpečnost v místě C-C:

$$k_{vBB} = \frac{k_{d\sigma BB} \cdot k_{s\tau BB}}{\sqrt{k_{d\sigma BB}^2 + k_{s\tau BB}^2}} = \frac{1,4 \cdot 34,7}{\sqrt{1,4^2 + 34,7^2}} = 1,4 \quad [-] \quad (31)$$

Místo s nejnižší dynamickou bezpečností je místo B-B, jelikož v tomto úseku dosahuje ohybové napětí nejvyšších hodnot. Všechna místa splnila minimální požadavek výsledné bezpečnosti 1,1 dle literatury [5]. Dalšího zvýšení bezpečnosti by bylo možné dosáhnout volbou oceli vyšší jakosti.

Příloha B – Výpočet trvanlivosti ložisek 1. stupně

Na základě návrhu hřídele bylo zvoleno ložisko 6316 pro pevnou podporu a ložisko 6410 pro volnou podporu. Parametry a koeficienty nezbytné pro výpočet byly určeny z katalogu SKF.

Tab. 1 Vstupní hodnoty pro výpočet

Parametr:	Jednotka:	6316	6410
Požadovaná minimální trvanlivost ložisek:	[<i>hod</i>]	10 000	
Radiální zatížení ložiska:	[<i>N</i>]	24 522,6	23 267
Axiální zatížení ložiska:	[<i>N</i>]	18 594,8	-
Základní dynamická únosnost: C	[<i>N</i>]	130 000	87 100
Základní statická únosnost: C_0	[<i>N</i>]	86 500	52 000
Mezní únavové zatížení: P_u	[<i>N</i>]	3250	2 200
Výpočtový součinitel: k_r	[–]	0,03	0,035
Výpočtový součinitel: f_0	[–]	13,3	12,2
Exponent rovnice trvanlivosti pro bodový styk: p	[–]	3	
Střední průměr ložiska: $d_m = 0,5 \cdot (D + d)$	[<i>mm</i>]	125	90
Provozní teplota:	[°C]	40	
Minimální viskozita oleje při provozní teplotě: ν_1	[<i>mm</i> ² / <i>s</i>]	119	142
Skutečná viskozita oleje při provozní teplotě: ν	[<i>mm</i> ² / <i>s</i>]	149	
Součinitel kontaminace pro mírné znečištění: η_c	[–]	0,5	0,4
Součinitel spolehlivosti: a_1	[–]	1	

1. Výpočet ložiska pevné podpory

Koeficient m :

$$m = f_0 \cdot \frac{R_{Bx}}{C_0} = 13,3 \cdot \frac{18594,8}{86500} = 2,86 \quad [-] \quad (1)$$

Koeficient e určený na základě lineární interpolace:

$$e = e_0 + (m - m_0) \cdot \frac{e_1 - e_0}{m_1 - m_0} \quad [-] \quad (2)$$

$$e = 0,34 + (2,86 - 2,07) \cdot \frac{0,38 - 0,34}{3,45 - 2,07} = 0,36$$

Koeficient Y určený na základě lineární interpolace:

$$Y = Y_0 + (m - m_0) \cdot \frac{Y_1 - Y_0}{m_1 - m_0} \quad (3)$$

$$Y = 1,31 + (2,86 - 2,07) \cdot \frac{1,15 - 1,31}{3,45 - 2,07} = 1,22$$

[–]

Koeficient X:

$$X = 0,56 \quad (4)$$

[–]

Poměr zatížení:

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{R_{B_X}}{R_B} = \frac{18594,8}{24522,6} = 0,76 \geq e \quad (5)$$

[–]

Ekvivalentní dynamické zatížení:

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a = X \cdot R_{B_X} + Y \cdot R_B \quad (6)$$

[N]

$$P = 0,56 \cdot 24522,6 + 1,22 \cdot 18594,8 = 36418,3$$

Základní trvanlivost v provozních hodinách:

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_2} = \left(\frac{130000}{36418,3}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 60} = 12600 \quad (7)$$

[hod]

Dle katalogu SKF bylo stanoveno potřebné mazivo kategorie ISO VG 150. Tomuto požadavku vyhovuje převodový olej pro průmyslové použití PARAMO CLP 150.

Viskozitní poměr:

$$\kappa = \frac{v}{v_1} = \frac{149}{119} = 1,25 \quad (8)$$

[–]

Pomocný poměr:

$$\eta_c \cdot \frac{P_u}{P} = 0,5 \cdot \frac{3250}{36418,3} = 0,045 \quad (9)$$

[–]

Součinitel teorie trvanlivosti:

$$a_{SKF} = 1,28 \quad (10)$$

[–]

Modifikovaná trvanlivost v provozních hodinách dle SKF:

$$L_{10mh} = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot L_{10h} = 1 \cdot 1,28 \cdot 12600 = 16200 \quad (11)$$

[hod]

2. Výpočet ložiska volné podpory

Ekvivalentní dynamické zatížení:

$$P = F_r = R_A = 23267 \quad [N] \quad (12)$$

Základní trvanlivost v provozních hodinách:

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_2} = \left(\frac{87100}{23267}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 60} = 14500 \quad [hod] \quad (13)$$

Viskozitní poměr:

$$\kappa = \frac{v}{v_1} = \frac{149}{142} = 1,05 \quad [-] \quad (14)$$

Pomocný poměr:

$$\eta_c \cdot \frac{P_u}{P} = 0,4 \cdot \frac{2200}{23267} = 0,038 \quad [-] \quad (15)$$

Součinitel teorie trvanlivosti:

$$a_{SKF} = 0,8 \quad [-] \quad (16)$$

Trvanlivost v provozních hodinách dle SKF:

$$L_{10mh} = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot L_{10h} = 1 \cdot 0,8 \cdot 14500 = 11600 \quad [hod] \quad (17)$$

Na základě katalogu SKF bylo stanoveno mazivo dle klasifikace ISO VG 150. Obě ložiska vyhovují základnímu požadavku trvanlivosti min. 10 000 provozních hodin. Vzhledem k nižší ceně kuličkových ložisek je tyto možné v případě potřeby vyměnit.

Příloha C – Výpočet řemenových převodů

Příloha C obsahuje výstupy návrhů řemenových převodů z programu Autodesk Inventor 2019, jenž byl pro výpočty použit. Na základě potřebných převodových poměrů vypočtených v kapitole 2.3 byly zvoleny odpovídající normalizované výpočtové průměry řemenic. Parametry navržených řemenových převodů jsou uvedeny v tabulkách 1 a 3.

1. Výpočet řemenového převodu 1. stupně

Generátor převodu klínovými řemeny

Návrh Výpočet

Typ výpočtu
Pevnostní kontrola

Zatížení
Výkon, otáčky --> moment

Výkon P 3,9 kW
Krouticí moment T 25,508 N m
Otáčky n 1460 rpm
Provozní součinitel c2 1,2 ul

Součinitelé
☐ Uživatelské
Součinitel úhlu opásání c1 0,995 ul
Součinitel počtu řemenů c4 0,975 ul
Součinitel počtu řemenic c5 1,000 ul

Vlastnosti řemenu
☐ Uživatelské
Základní jmenovitý výkon PRB 2,601 kW
Součinitel délky řemenu c3 1,030 ul

Napínání řemenu
Součinitel předpětí k1 1,19 ul

4:22:23 Výpočet: Napětí řemenu je vypočteno s ohledem na řemenici 2.
4:22:23 Výpočet: Výpočet skončil úspěšně!

Výsledky

z 2,000 ul
zgr 1,801 ul
v 11,467 mps
fb 11,297 Hz
Fb 340,112 N
Fc 27,612 N
Ft 138,133 N
Fmax 223,161 N
eta 0,948 ul
s 0,032 ul
cPR 1,332 ul

Klínový řemen

PRB 2,601 kW
Dwmin 71,000 mm
vmax 30,000 mps
fmax 60,000 Hz
m 0,105 kg/m

Řemenice 1

Px 1,000 ul
P 3,900 kW
T 25,508 N m
n 1460,000 rpm
Dp 150,000 mm
beta 177,73 deg
F1 446,322 N
F2 106,210 N
Fr 552,465 N
Fv 552,424 N
Lf 755,521 mm

Řemenice 2

Px 1,000 ul

Vypočítat OK Storno >>

Obr. 1 Návrh řemenového převodu 1. stupně

Tab. 1 Vlastnosti řemenového převodu

Parametr:	Jednotka:	Hodnota:
Typ řemenu	[—]	Klínový DIN 2215 (A)
Velikost	[mm]	13 x 2000
Počet řemenů: z	[—]	2
Úhel klínu: α	[°]	40
Šířka: b	[mm]	13
Výška: h	[mm]	8
Výpočtová šířka: b_w	[mm]	11
Výpočtová délka: L_d	[mm]	2030
Vnější délka: L_e	[mm]	2050,265
Vnitřní délka: L_i	[mm]	2000
Součinitel délky: c_3	[—]	1,03
Odsazení vnější čáry: H_w	[mm]	3,225
Odsazení nosných vláken: a	[mm]	0
Min. doporučený výpočtový průměr řemenice: D_{min}	[mm]	71
Výpočtový průměr hnací řemenice: D_1	[mm]	150
Výpočtový průměr hnané řemenice: D_2	[mm]	180
Dosažený převodový poměr: i_{rp1}	[—]	1,2
Maximální frekvence ohybů: f_{max}	[Hz]	60
Maximální rychlost řemenu: v_{max}	[m/s]	30
Měrná hmotnost: m	[kg/m]	0,105
Základní jmenovitý výkon: P_{RB}	[kW]	2,601

Tab. 2 Výsledky pevnostní kontroly

Parametr:	Jednotka:	Hodnota:
Výkon: P	[kW]	3,9
Krouticí moment: T_1	[Nm]	25,508
Otáčky: n_M	[ot/min]	1460
Součinitel účinnosti převodu: η_t	[—]	0,98
Účinnost převodu: η_{rp1}	[—]	0,95
Skluz řemenu: s	[—]	0,032
Součinitel úhlu opásání: c_1	[—]	0,995
Součinitel provozního zatížení: c_2	[—]	1,2
Výsledný provozní součinitel: c_{pr}	[—]	1,332
Součinitel délky: c_3	[—]	1,03
Součinitel počtu řemenů: c_4	[—]	0,975
Součinitel počtu řemenic: c_5	[—]	1
Součinitel předpětí: k_1	[—]	1,19
Rychlost řemenu: v	[m/s]	11,467
Frekvence ohybů řemenu: f_b	[Hz]	11,297
Potřebný počet řemenů: z	[—]	1,801
Obvodová síla: F_p	[N]	340,112
Odstředivá síla: F_c	[N]	27,612
Předpětí řemenu bez zatížení: F_t	[N]	138,133
Maximální zatížení větve řemenu: F_{tmax}	[N]	223,161

2. Výpočet řemenového převodu 2. stupně

Generátor převodu klínovými řemeny

Návrh Výpočet

Typ výpočtu
Pevnostní kontrola

Zatížení
Výkon, otáčky --> moment

Výkon P 7,1 kW
Kroučící moment T 46,438 N m
Otáčky n 1460 rpm
Provozní součinitel c_2 1,2 ul

Součinitelé
☐ Uživatelské
Součinitel úhlu opásání c_1 0,972 ul
Součinitel počtu řemenů c_4 0,950 ul
Součinitel počtu řemenic c_5 1,000 ul

Vlastnosti řemenu
☐ Uživatelské
Základní jmenovitý výkon P_{RB} 6,520 kW
Součinitel délky řemenu c_3 0,940 ul

Napínání řemenu
Součinitel předpětí k_1 1,25 ul

5:12:50 Výpočet: Napětí řemenu je vypočteno s ohledem na řemenici 2.
5:12:50 Výpočet: Výpočet skončil úspěšně!

Výsledky

z 3,000 ul
 z_{er} 1,505 ul
v 22,934 mps
 f_b 26,061 Hz
 F_p 309,589 N
 F_c 268,235 N
 F_t 191,661 N
 F_{tmax} 243,260 N
 η 0,977 ul
s 0,003 ul
 c_{pR} 2,391 ul

Klínový řemen
 P_{RB} 6,520 kW
 D_{wmin} 112,000 mm
 v_{max} 30,000 mps
 f_{max} 60,000 Hz
m 0,170 kg/m

Řemenice 1
 P_x 1,000 ul
P 7,100 kW
T 46,438 N m
n 1460,000 rpm
 D_p 300,000 mm
 β 191,84 deg
 F_1 729,779 N
 F_2 420,190 N
 F_r 1144,280 N
 F_v 1143,834 N
 L_f 482,134 mm

Řemenice 2
 P_x 1,000 ul
n 1460,000 rpm

Vypočítat OK Storno >>

Obr. 2 Návrh řemenového převodu 2. stupně

Tab. 3 Vlastnosti řemenového převodu

Parametr:	Jednotka:	Hodnota:
Typ řemenu	[—]	Klínový DIN 2215 (B)
Velikost	[mm]	17 x 1717
Počet řemenů: z	[—]	3
Úhel klínu: α	[°]	40
Šířka: b	[mm]	17
Výška: h	[mm]	11
Výpočtová šířka: b_w	[mm]	14
Výpočtová délka: L_d	[mm]	1760
Vnější délka: L_e	[mm]	1786,115
Vnitřní délka: L_i	[mm]	1717
Součinitel délky: c_3	[—]	0,94
Odsazení vnější čáry: H_w	[mm]	4,156
Odsazení nosných vláken: a	[mm]	0
Min. doporučený výpočtový průměr řemenice: D_{min}	[mm]	112
Výpočtový průměr hnací řemenice: D_1	[mm]	300
Výpočtový průměr hnané řemenice: D_2	[mm]	200
Dosažený převodový poměr: i_{rp2}	[—]	0,667
Maximální frekvence ohybů: f_{max}	[Hz]	60
Maximální rychlost řemenu: v_{max}	[m/s]	30
Měrná hmotnost: m	[kg/m]	0,17
Základní jmenovitý výkon: P_{RB}	[kW]	6,52

Tab. 4 Výsledky pevnostní kontroly

Parametr:	Jednotka:	Hodnota:
Výkon: P	[kW]	7,1
Krouticí moment: T_1	[Nm]	43,438
Otáčky: n_M	[ot/min]	1460
Součinitel účinnosti převodu: η_t	[—]	0,98
Účinnost převodu: η_{rp2}	[—]	0,98
Skluz řemenu: s	[—]	0,003
Součinitel úhlu opásání: c_1	[—]	0,972
Součinitel provozního zatížení: c_2	[—]	1,2
Výsledný provozní součinitel: c_{pr}	[—]	2,391
Součinitel délky: c_3	[—]	0,94
Součinitel počtu řemenů: c_4	[—]	0,95
Součinitel počtu řemenic: c_5	[—]	1
Součinitel předpětí: k_1	[—]	1,25
Rychlost řemenu: v	[m/s]	22,934
Frekvence ohybů řemenu: f_b	[Hz]	26,061
Potřebný počet řemenů: z	[—]	1,505
Obvodová síla: F_p	[N]	309,589
Odstředivá síla: F_c	[N]	268,235
Předpětí řemenu bez zatížení: F_t	[N]	191,661
Maximální zatížení větve řemenu: F_{tmax}	[N]	243,26

Příloha D – Výpočet přenosu kroutících momentů

Pro přenos kroutících momentů jsou použita spojení pomocí strojních těsných per. Kontrole přenosu kroutícího momentu bylo podrobena spojení přidavného hřídele a hnací řemenice (spojení A), dále spojení hnané řemenice 2. stupně a hřídele rotoru kladívkového drtiče (spojení B, a spojení dutého výstupního hřídele převodovky a hřídele 1. stupně (spojení C). Ostatní místa jsou předimenzovaná.

Tab. 1 Parametry spojení pomocí pera

Parametr	Jednotka	A	B	C
Délka: l	[mm]	32	73	85
Šířka: b	[mm]	8	8	10
Činná délka: l'	[mm]	24	65	75
Hloubka drážky v náboji: t_1	[mm]	2,9	2,9	3,3
Průměr hřídele: d	[mm]	25	30	35
Dovolený tlak pro materiál hřídele 11 600: p_D	[MPa]	130		

1. Spojení A

Kroutící moment na hřídeli:

$$T_A = M_M = 72 \quad [Nm] \quad (1)$$

$$M_M \quad [Nm] \quad - \text{jmenovitý moment motoru}$$

Síla působící na pero:

$$F_A = \frac{1000 \cdot T_A}{\frac{d}{2} + \frac{t_1}{2}} = \frac{72 \cdot 10^3}{\frac{25}{2} + \frac{2,9}{2}} = 5161,3 \quad [N] \quad (2)$$

Tlak působící na pero:

$$p_A = \frac{F_A}{l' \cdot t_1} = \frac{5161,3}{24 \cdot 2,9} = 74,2 \leq 130 \quad [MPa] \quad (3)$$

2. Spojení B

Kroutící moment na hřídeli:

$$T_B = M_M \cdot i_{rp2} \cdot \eta_{rp2} = 72 \cdot 0,667 \cdot 0,98 = 47,1 \quad [Nm] \quad (4)$$

$$i_{rp2} \quad [-] \quad - \text{převodový poměr řemenového převodu 2. stupně}$$

$$\eta_{rp2} \quad [-] \quad - \text{účinnost řemenového převodu}$$

Síla působící na pero:

$$F_B = \frac{1000 \cdot T_B}{\frac{d}{2} + \frac{t_1}{2}} = \frac{47,1 \cdot 10^3}{\frac{30}{2} + \frac{2,9}{2}} = 2863,2 \quad [N] \quad (5)$$

Tlak působící na pero:

$$p_B = \frac{F_B}{l' \cdot t_1} = \frac{2863,2}{65 \cdot 2,9} = 15,2 \leq 130 \quad [MPa] \quad (6)$$

3. Spojení C

Kroutící moment na hřídeli:

$$T_C = T_1 = 547,5 \quad [Nm] \quad (7)$$

$$T_1 \quad [Nm] \quad - \text{Kroutící moment na hřídeli 1. stupně}$$

Síla působící na pero:

$$F_C = \frac{1000 \cdot T_C}{\frac{d}{2} + \frac{t_1}{2}} = \frac{547,5 \cdot 10^3}{\frac{35}{2} + \frac{3,3}{2}} = 28590,1 \quad [N] \quad (8)$$

Tlak působící na pero:

$$p_C = \frac{F_C}{l' \cdot t_1} = \frac{28590,1}{75 \cdot 3,3} = 115,5 \leq 130 \quad [MPa] \quad (9)$$

Všechna pera splňují požadavky na přenos kroutících momentů.